

UMA METODOLOGIA PARA A SELEÇÃO DE SISTEMAS DE COGERAÇÃO EM
PLATAFORMAS OFFSHORE

Ulisses Admar Barbosa Vicente Monteiro

PROJETO FINAL DE CURSO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA NAVAL DA UNIVERSIDADE FEDERAL
DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A
OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO NAVAL.

Orientadores:

Prof. Carlos Rodrigues Pereira Belchior, D.Sc.

Prof. Luiz Antonio Vaz Pinto, D.Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

JULHO DE 2002

MONTEIRO, ULISSES ADMAR BARBOSA VICENTE

Uma Metodologia para a Seleção de Sistemas de
Cogeração em Plataformas Offshore [Rio de Janeiro] 2002

II, 64 p. 29,7 cm (DEnO/UFRJ, Grad., Engenharia
Naval e Oceânica, 2002)

Projeto Final – Universidade Federal do Rio de
Janeiro, DEnO

1. Análise Técnica e Econômica

2. Sistemas de Cogeração

I.DEnO/UFRJ

II. Título (série)

Ao meu tio, Pedro Freire, pelos ensinamentos e apoio ao longo da minha adolescência.

AGRADECIMENTOS

- Aos professores Carlos Belchior e Luiz Vaz, meus orientadores, pela ajuda e orientação durante o desenvolvimento deste trabalho;
- À ANP, pela oportunidade que me foi dada para desenvolver um trabalho na área de petróleo e gás;

ÍNDICE

1- INTRODUÇÃO	6
1.1- Objetivos	7
1.2- Breve Histórico	7
1.2.1- Definição de Cogeração	8
1.2.2- Vantagens e Aplicações da Cogeração.....	8
2- PRINCIPAIS MÁQUINAS DO SISTEMA DE COGERAÇÃO	10
2.1- Motores a Gás	10
2.2- Turbinas a Gás.....	12
2.3- Turbinas a Vapor.....	13
2.3.1- Turbina a Vapor de Contrapressão.....	14
2.3.2- Turbina a Vapor de Condensação	14
2.3.3- Turbina a Vapor de Extração	14
2.4- Caldeiras Auxiliares e Caldeiras de Recuperação.....	15
3- TIPOS DE INSTALAÇÕES DE COGERAÇÃO.....	16
4- METODOLOGIA PARA SELEÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO	19
4.1- Demanda de Energia da Plataforma	19
4.2- Pré-seleção do Sistema.....	20
4.3- Detalhamento do Sistema.....	21
4.3.1- Ciclo com Turbinas a Gás	22
4.3.2- Ciclo com Motores a Gás	27
4.3.3- Ciclo Combinado	31
4.3.4- Turbina a Vapor	35
4.4- Seleção da Instalação – Análise Econômica	38
4.4.1- Estimativa dos Custos Iniciais	39
4.4.2- Estimativa dos Custos Operacionais e de Manutenção	40
4.4.3- Método do Menor Custo Total (Método do Menor Valor Presente)	41
5- CASOS DE ESTUDO.....	43
5.1- Plataforma Semi-Submersível P-40	43
5.1.1- Cenários Possíveis.....	48
5.1.2- Análise dos Resultados	54
5.2- FPSO P – 37	56
5.2.1- Cenários Possíveis.....	57
5.2.2- Análise dos Resultados	61
6- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	63
7- BIBLIOGRAFIA.....	64

1- INTRODUÇÃO

As reservas mundiais provadas de gás natural totalizavam 143 trilhões de m³ em 1999. Deste total, 403 bilhões estão no território brasileiro, sendo 151 bilhões de m³ em terra e 252 bilhões no mar. A Figura 1 mostra a distribuição da produção nacional, sendo quase metade do total extraído na Bacia de Campos, RJ.



Figura 1: Produção de Gás Natural no Brasil

Pode-se dizer que a cogeração aplicada a plataformas de petróleo não representa uma novidade, já há alguns anos até mesmo os navios utilizam a produção conjunta de trabalho mecânico e calor a partir da queima de um mesmo combustível. Entretanto, existem múltiplas configurações possíveis para atendimento de certas demandas térmicas e elétricas e a escolha da mais adequada pode representar uma sensível diferença em termos de aproveitamento energético.



Figura 2: Plataforma Semi-Submersível em Operação

A figura 2 mostra uma plataforma do tipo Semi-Submersível. Note-se a quantidade de equipamentos / máquinas existentes. Nestas unidades marítimas não é

difícil imaginar que vários processos envolvem troca de calor e consumo de energia elétrica.

O baixo custo e a grande disponibilidade do gás em poços de petróleo tornam interessante sua utilização como combustível principal em plataformas offshore, sobretudo quando se deseja eliminar o desperdício representado pela queima do gás “excedente”. Esta queima pode ser considerada como indício de mau aproveitamento energético e desequilíbrio entre a oferta de gás explorado e as parcelas de demanda: injeção no poço, exportação por gasodutos e uso como gás combustível, basicamente.

1.1- Objetivos

O objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo capaz de propor diferentes cenários (economicamente viáveis), isto é, combinação de máquinas (motores, turbinas e caldeira de recuperação, essencialmente), para atender às demandas térmica e elétrica para projetos de novas unidades semi-submersíveis e FPSO's, numa faixa de até 23 MW. Os cenários propostos serão analisados sob critérios tais como custo total da instalação, espaço e peso, vibração e ruído entre outros.

1.2- Breve Histórico

No final do século XIX, algumas indústrias americanas e européias produziam vapor para o aquecimento industrial e o excesso era utilizado para geração de energia elétrica, e o excedente era vendido para concessionárias locais que anos mais tarde, passaram a investir em máquinas modernas de maior porte, diminuindo a compra de energia cogenerada e apenas algumas poucas indústrias continuaram com esse tipo de geração.

Com as crises de 1974 e 1979, que fizeram com que o preço do barril do petróleo disparasse, criou-se uma nova consciência sobre a necessidade de se planejar o desenvolvimento de acordo com regras que preconizassem o uso racional de energia, e a redução dos impactos ambientais passou a ter relevância mundial, surgindo em 1978, nos EUA novos rumos para o desenvolvimento da cogeração, com base em uma legislação específica de incentivo à sua prática: o PURPA (*Public Utilities Regulatory Policy Act*).

A partir de 1978, quando o Congresso Americano, através do PURPA criou leis para promover a conservação e um melhor aproveitamento de energia entre concessionárias e os grandes consumidores, a cogeração ressurgiu em grande escala com novas tecnologias e melhor desempenho no sistema global.

As atividades ligadas à geração, à transmissão e à distribuição de energia e à obtenção de combustíveis são a espinha dorsal do crescimento econômico. Sem eletricidade nem óleo combustível, a cadeia produtiva – indústria, agropecuária e serviços – fica comprometida. De toda a energia consumida no planeta, 67% é a gerada de fontes não renováveis, como carvão, gás natural e petróleo: recursos finitos da natureza. Há previsões que as reservas mundiais de petróleo se esgotem em 75 anos; as de gás natural em 100 anos, e as de carvão em 200 anos. O restante, 33%, vem de fontes renováveis, como água dos rios, vento, sol e até mesmo a vegetação. Segundo a Agência Internacional de Energia (IEA), o consumo mundial, em 1998, é de 9,34 mil

mega toneladas equivalentes de petróleo (Mtoe). Calcula-se que essa demanda pode dobrar até 2030.

A partir da década de 70, os países capitalistas iniciam um processo de expansão econômica sem precedentes financiado sobretudo pela fartura e baixo preço da energia. Nos últimos 10 anos, ocorre uma virada. Em 2001, a grande maioria dos países não consegue sustentar suas atividades econômicas com a energia produzida e é obrigada a importar carvão e gás para gerar eletricidade e petróleo para fabricar combustíveis. Poucos dispõem de sobras para enfrentar adversidades, como secas e alterações climáticas abruptas e intensas.

A capacidade de produção energética mundial está quase em seu limite. Segundo a IEA, em 1998 são gerados 9,6 mil Mtoe, apenas 1% a mais do que no ano anterior. Nas últimas três décadas, há expressiva modificação na forma como são exploradas as fontes energéticas. O gás natural passa a ter importante papel, saltando de 16,3% de energia produzida em 1973 para 20,3% em 1998.

Neste contexto de racionamento, insere-se a cogeração que, aliado ao crescimento do consumo de gás natural, pode representar uma importante contribuição para o aproveitamento energético.

1.2.1- Definição de Cogeração

Podemos definir cogeração como sendo a produção conjunta de trabalho mecânico e calor utilizável a partir da queima do mesmo combustível. O trabalho mecânico é, em geral, usado para acionar um gerador elétrico, mas poderá ter outras finalidades como o acionamento de compressores ou a propulsão de navios. O calor é quase sempre utilizado para geração de vapor para processo, ou água quente para aquecimento.

1.2.2- Vantagens e Aplicações da Cogeração

Na verdade, a cogeração trata-se de uma tecnologia bastante difundida nos países desenvolvidos e que está novamente em expansão, cuja aplicação e vantagens podem ser observadas de duas formas. Na primeira tem-se uma central termelétrica (ou qualquer outra instalação), que mesmo adotando os melhores equipamentos, consegue converter em eletricidade a metade do calor produzido na queima do combustível, cuja maior parte é perdida, e na segunda, a cogeração procura empregar esse fluxo de calor em algum processo industrial ou rede de calefação para aquecimento de residências e edifícios.

O campo de aplicação dos sistemas de cogeração é bastante vasto, tanto no setor industrial quanto no terciário. Os usuários com o maior potencial de aplicação e rentabilidade são aqueles que operam seus sistemas em regime de 24 horas, com elevado consumo de eletricidade e calor.

Na área industrial são possíveis, por exemplo, os seguintes usos:

1. *Geração de vapor de baixa, média e alta pressão;*
2. *Calor direto da turbina para ar de alimentação de fornos;*
3. *Secagem de grãos e de produtos;*
4. *Aquecimento de óleos e fluidos industriais;*

No setor terciário pode-se aplicar a cogeração em hotéis, hospitais, centros de processamento de dados, shopping centers, edifícios comerciais, etc. Nestes casos o calor dos gases de descarga poderá ser empregado na geração de vapor e/ou água quente para aquecimento (ambiental ou de água predial), para cozinhas, etc.

2- PRINCIPAIS MÁQUINAS DO SISTEMA DE COGERAÇÃO

A parte mais importante de uma instalação de cogeração é o acionador principal, que pode ser uma caldeira/turbina a vapor, motores a gás, diesel ou turbinas a gás. Poderão ser usadas, eventualmente, combinações dos tipos de acionadores mencionados acima.

Cada acionador tem características específicas que o tornam mais ou menos adequado a uma aplicação específica de cogeração, sendo essencial que estas características sejam levadas em conta no processo de seleção. Potências da ordem de até 20 MW podem ser mais bem atendidas por motores a gás (quando se fala em motores a gás está incluído também os motores diesel de duplo combustível) ou turbinas a gás, dependendo das características operacionais da instalação. Quando há muita demanda por calor usam-se turbinas a gás. Quando a demanda é por muita energia elétrica e pouco calor usam-se motores a gás. Acima de 20 MW, usam-se em geral turbinas a gás.

Como estamos interessados nos motores a gás, nas turbinas a gás, turbinas a vapor, caldeiras auxiliares e caldeiras de recuperação, pode-se, de uma forma resumida, apresentar as principais particularidades dessas máquinas.

2.1- Motores a Gás

Os motores são máquinas bastante conhecidas, por isso não se vai entrar em detalhes sobre o seu princípio de operação. Pode-se dizer, de uma forma resumida, que há dois tipos de motores: os que operam no ciclo Diesel e aqueles que operam no ciclo Otto. Dentro desses dois princípios de funcionamento, podem existir variantes no funcionamento dos motores.

Nos motores Diesel o ar é fortemente comprimido até ultrapassar a temperatura de auto-ignição do combustível. Perto do fim da compressão inicia-se a injeção do combustível, e se dá início à combustão da mistura *ar-combustível*. O motor Diesel não requer fonte externa de energia para iniciar a combustão.

Nos motores de ignição por centelha, a mistura é comprimida e depois é produzida uma centelha que dá início à combustão. A razão de compressão é limitada pela temperatura de auto-ignição do combustível (se houver muita compressão da mistura ar-combustível, ela entrará em auto-ignição antes da produção da centelha).

Essa limitação, nos motores Diesel, é superada na medida em que o ar é comprimido separado do combustível, contudo existe um limite da razão de compressão devido a limitações estruturais do motor (começa a ficar muito pesado para poder suportar a pressão máxima gerada pela combustão).

Podemos, alinhar as seguintes particularidades dessas máquinas:

➤ Vantagens

- ✓ São adequados para instalações de potência inferior a 20 MW, pois são produzidos em série o que torna seu custo inicial competitivo;

- ✓ São instalações que exigem pouca infra-estrutura e podem ser montados rapidamente;
- ✓ Em geral, os utilizados em plataformas são modelos duplo combustível, capazes de consumir óleo diesel e gás natural;
- ✓ Apresentam alta eficiência térmica, daí produzirem maior parcela de energia elétrica (eficiência maior do que turbinas a gás);
- ✓ Têm exigências de manutenção estritas, em muitos casos, a manutenção pode ser realizada pelo próprio pessoal de bordo;
- ✓ Emprego recente de enclausuramento para atenuação de ruído;
- ✓ Praticamente insensível às variações de condições operacionais (cargas parciais);

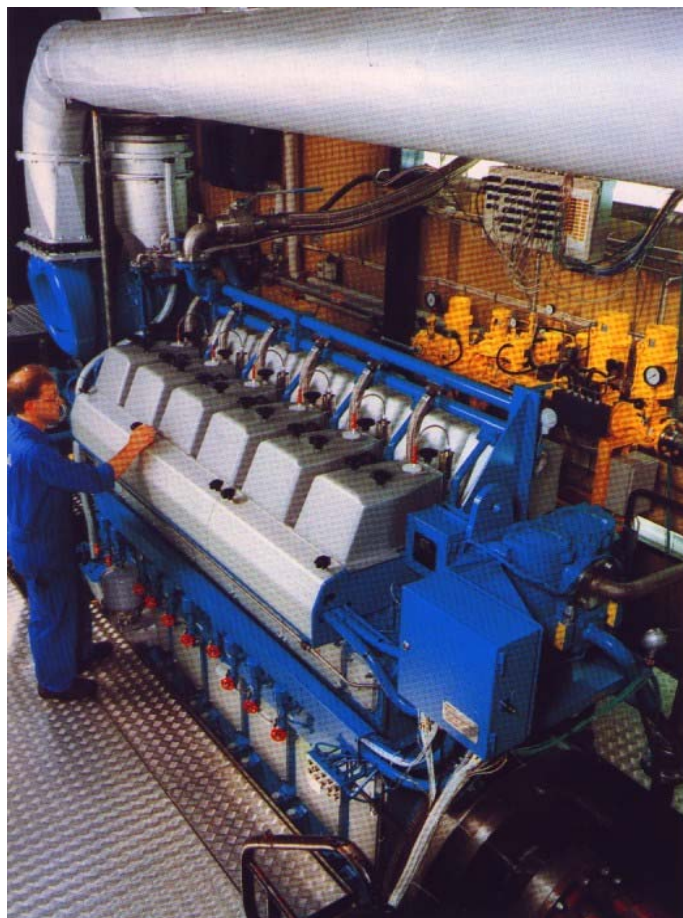


Figura 3: Motor a Gás em Manutenção

➤ Desvantagens

- ✓ Atualmente são poucos os modelos existentes, utilizando gás natural como combustível, sendo ainda menor o número dos classificados para uso em plataformas;

- ✓ Atingem potência máxima individual de 5 MW, o que obriga, dependendo da demanda elétrica e térmica da plataforma, a utilização de mais de 2 unidades;
- ✓ Apresentam razões espaço (peso) / potência maiores do que as turbinas a gás;
- ✓ Em muitos casos apresentam funcionamento irregular, quando consumindo gás natural (não tratado), em cargas parciais;

2.2- Turbinas a Gás

As turbinas a gás são máquinas menos conhecidas que os motores que se notabilizaram por seu emprego aeronáutico. Resumidamente, o princípio de funcionamento da turbina a gás é baseado na compressão do ar por compressores de simples ou múltiplos estágios e sua injeção em uma câmara de combustão, onde é misturado com o combustível e queimado. Como somente parte do ar admitido é utilizado na combustão, o restante tem a função de refrigerar o equipamento de modo a limitar a temperatura máxima nas palhetas (por razões metalúrgicas).

Pode-se destacar as seguintes particularidades:

➤ Vantagens

- ✓ Grande variedade de fabricantes / modelos a gás natural disponíveis;
- ✓ O tempo de instalação é curto, embora com prazos de entrega atuais dilatados;
- ✓ Atingem potência máxima individual de 1700 MW, suprimindo demanda elétrica e térmica com apenas duas unidades, uma em operação e outra em stand-by;
- ✓ Apresentam baixas razões espaço (peso) / potência;
- ✓ Baixos níveis de emissão de compostos NOx;
- ✓ Operação totalmente regular mesmo com uso de gás natural e elevada confiabilidade;

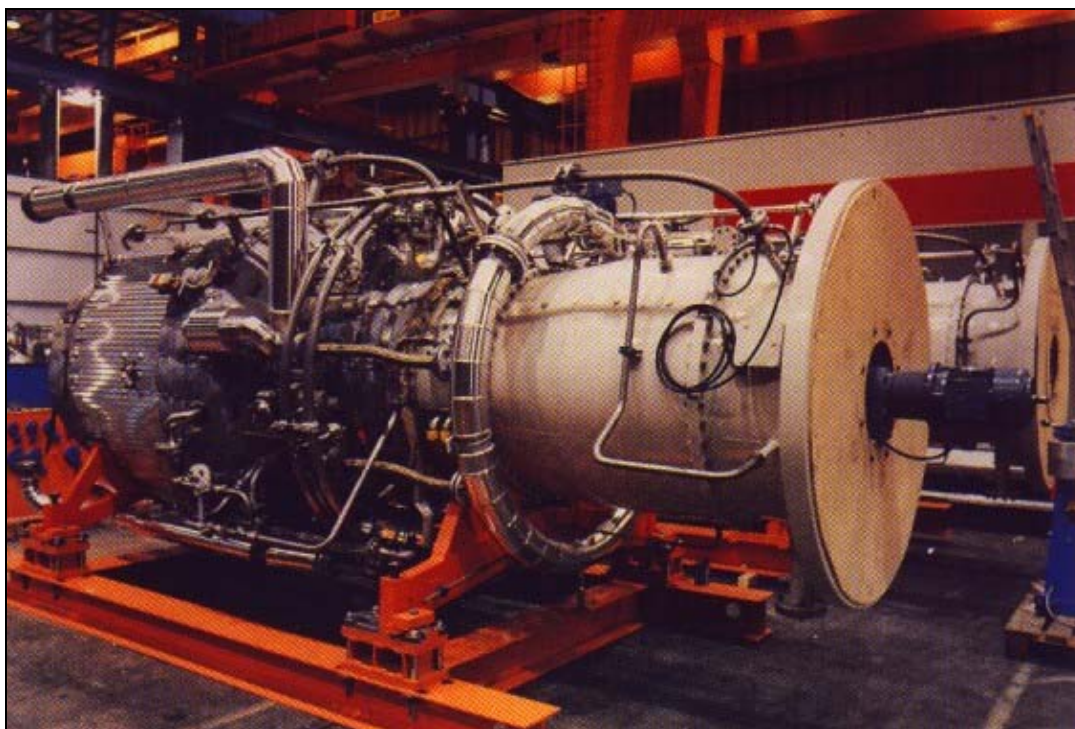


Figura 4: Turbina a Gás Aeroderivativa (Fabricante ABB)

➤ **Desvantagens**

- ✓ Exigem combustíveis de alta pureza tais como gases naturais ou derivados leves da refinação do petróleo tais como querosene ou nafta;
- ✓ Manutenção deve ser feita com mão-de-obra qualificada;
- ✓ Grande perda de eficiência elétrica em cargas parciais;
- ✓ Aumento do desgaste da máquina diretamente proporcional ao seu número de partidas e parada;
- ✓ Eficiência muito sensível a variações de condições ambientais (temperatura e pressão), apresentando perdas com o aumento da temperatura do ar ao nível do mar;

2.3- Turbinas a Vapor

Todas as turbinas a vapor operam no mesmo conceito básico: conforme o vapor expande, enquanto flui através da entrada, ele acelera e forma um fluxo de alta velocidade. A energia cinética do fluxo é então transferida a uma série de pás rotativas que produzem trabalho mecânico.

Os sistemas típicos de turbinas a vapor consistem de vários componentes principais: uma fonte de calor, uma turbina a vapor (para geração do trabalho) e um trocador de calor.

O sistema consiste de uma fonte de calor, como a caldeira auxiliar (CA), capaz de queimar combustíveis líquidos, sólidos ou gasosos ou a combinação destes, e que

gera vapor de alta pressão. Em vários casos, a fonte de calor consiste numa caldeira de recuperação (CR), que é alimentado com os gases de exaustão das turbinas a gás, e a essa combinação de uma turbina a gás e uma turbina a vapor é chamada de ciclo combinado. As condições de entrada do vapor variam numa grande faixa: de 10,5 a 210,8 kgf/cm²; temperaturas variam de poucos graus de superaquecimento a 10,5 kgf/cm² até mais de 538°C. Aplicações de cogeração são geralmente limitados a pressões de vapor de não mais de **49,2 a 56,2 kgf/cm²** com temperaturas de não mais de **427°C**.

O segundo principal componente é o trocador de calor. Enquanto a turbina opera, permitindo a expansão do vapor, realizando trabalho, o ciclo precisa incluir um mecanismo para rejeitar o vapor, e a energia dele, que sai da exaustão da turbina. Este trocador de calor pode ser um processo térmico, como no caso de sistemas de cogeração, ou pode ser o ambiente.

As turbinas a vapor podem ser categorizadas pelas condições de saída do vapor. A seguir, vamos considerar os tipos mais importantes de turbinas.

2.3.1- Turbina a Vapor de Contrapressão

A turbina de contrapressão é a mais simples, consistindo numa turbina que rejeita o vapor na pressão atmosférica ou maior. Estas turbinas são geralmente usadas quando se tem um aquecimento ou um processo industrial precisando de alta pressão de vapor.

O uso de turbinas de contrapressão nas aplicações de cogeração pode resultar em algumas desvantagens se comparado com outros tipos de turbinas. Uma vez que o trocador de calor para o vapor da turbina é a carga da Planta de Processo, a quantidade de vapor que passa através da turbina é dependente da carga térmica da Planta de Processo. Então, a turbina de contrapressão permite pouca flexibilidade para alcançar diretamente a potência elétrica requerida pelo sistema: ***a potência elétrica é controlada pela carga térmica requerida na plataforma.***

2.3.2- Turbina a Vapor de Condensação

O segundo tipo de turbina a vapor é o de condensação, o qual é definido como aquele em que o vapor é rejeitado, na saída da turbina, numa pressão menor que a atmosférica. A turbina de condensação tem uma capacidade maior de produção de potência elétrica do que a de contrapressão para as mesmas condições de entrada.

2.3.3- Turbina a Vapor de Extração

Numa turbina de extração, o vapor sai da turbina em diferentes condições de pressão e temperatura, em vários pontos do caminho do fluxo de vapor. A vantagem deste tipo de turbina é que permite extração da quantidade de vapor requerida em temperatura e pressão, conforme a necessidade da Planta de Processo.

As portas de extração podem ser equipadas para operação automática, permitindo assim que a turbina “siga” a carga térmica da Planta de Processo. Múltiplas portas de extração são possíveis, e esta turbina fornece uma grande flexibilidade para o ciclo de cogeração alcançar os requisitos térmicos da Planta de Processo.

Enquanto as turbinas de extração e contrapressão permitem flexibilidade no atendimento da demanda térmica da Planta de Processo, limitações no fluxo de vapor resultam em limitações, também, na produção de potência elétrica, e as turbinas a vapor podem não ser capazes de seguir as cargas elétricas da Planta de Processo.

2.4- Caldeiras Auxiliares e Caldeiras de Recuperação

A expressão *caldeiras auxiliares* é usada abrangendo uma larga e variada categoria de pequenas caldeiras usadas nos navios, para fornecer vapor aos grupos destilatórios, para calefação, aquecimento do óleo, cozinhas e lavanderias.

O princípio de funcionamento das caldeiras auxiliares são semelhantes ao funcionamento das caldeiras de recuperação, exceto alguns detalhes construtivos, e o fato destes aproveitarem os gases provenientes da descarga dos motores ou turbinas a gás, em vez de queimar combustível (existem as caldeiras combinadas, que queimam combustível e ainda aproveita os gases de exaustão). A maior parte das caldeiras, quer para uso em instalações de terra quer para o uso marítimo, é do tipo de aquatubular de circulação natural.

Uma caldeira aquatubular é uma unidade geradora de vapor, em que o vapor e a água circulam em uma série de pequenos tubulões e tubos, enquanto que os gases da combustão passam por fora desses elementos. Todas as caldeiras marítimas modernas são desse tipo, que tem as seguintes vantagens sobre a caldeira flamatubular:

- 1) Menor peso por unidade de capacidade da caldeira;
- 2) Maior facilidade de instalação no navio e remoção do mesmo, em virtude de suas partes serem menores e mais leves;
- 3) Exigem menor tempo para se elevar à pressão do vapor e têm muito maior flexibilidade de manobra, em virtude da quantidade relativamente pequena de água que ela contém,
- 4) Maior capacidade de adaptação, com segurança, às altas pressões e ao grau elevado de superaquecimento exigido nas instalações modernas de máquinas marítimas;
- 5) Maior capacidade para se trabalhar com grande produção de vapor, decorrente da circulação mais completa e rápida da água, recebendo o calor das superfícies de aquecimento.

3- TIPOS DE INSTALAÇÕES DE COGERAÇÃO

Diferentes sistemas de cogeração fornecem energia elétrica e térmica em diferentes quantidades e proporções. A razão entre as quantidades elétrica e térmica, em termos das potências geradas pelo sistema, é um dos parâmetros mais importantes pelo papel que exerce quanto à distinção dos ciclos de cogeração. Este parâmetro conhecido como **fator α** é fundamental para a definição do sistema mais adequado para uma dada aplicação.

Abaixo se apresentam de forma resumida os ciclos (instalações) de cogeração:

- **Ciclo com Turbina a Gás:** o gerador de energia mecânica é uma turbina a gás, associada a caldeiras de recuperação;
- **Ciclo com Motor a Gás:** (ou no sentido mais amplo, motores de combustão interna) como gerador de energia mecânica associada a caldeiras de recuperação;
- **Ciclo a Vapor:** o gerador de energia mecânica é uma turbina a vapor, associado a um gerador de vapor convencional (caldeira auxiliar);
- **Ciclo Combinado:** obtido pela utilização conjunta de outros ciclos, com turbinas a gás ou motores a gás e turbinas a vapor para geração de energia mecânica e térmica.

De modo geral, os ciclos a vapor apresentam as mais elevadas produções térmicas proporcionalmente às capacidades elétricas ao contrário dos ciclos com motor a gás. A Tabela 1 ilustra os valores médios de uma ampla gama de equipamentos disponíveis no mercado, para os Ciclos a Vapor e Combinados.

Tabela 1: Relação entre potências elétrica/térmica (fator α) do ciclos de Cogeração

Ciclo a Vapor	Ciclo com Turbina a Gás	Ciclo Combinado	Ciclo com Motor a Gás
0,1 a 0,30 ^{a,c}	0,30 a 0,80	0,60 a 1,50 ^c	0,80 a 2,40
0,4 a 1,50 ^{b,c}			

Nota: (a) turbinas de contrapressão e (b) de condensação
(c): Fonte Balestieri, 1994

A Planta de Cogeração é parte da Planta de Utilidades das plataformas, que apóiam e suprem as necessidades da Planta de Processo, onde a mistura de óleo, água e gás, vinda do poço, é separada em cada um dos seus componentes.

A Figura 5 ilustra o sistema global de consumo de gás para produção de calor e eletricidade e seus utilizadores.

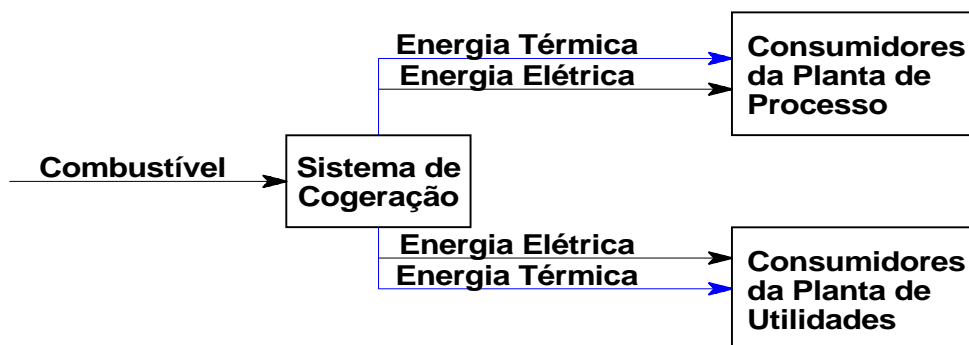


Figura 5: Utilização de Calor e Eletricidade na Plataforma

A seguir apresentamos os diagramas esquemáticos dos sistemas de cogeração a serem considerados na sua seleção para utilização nas plataformas de exploração de petróleo no mar.

Os sistemas de cogeração são basicamente separados em dois grandes grupos, em função da sequência de utilização da energia, podendo ser de "topping cycle" ou "bottoming cycle".

Nos sistemas tipo "topping cycle" o gás natural é usado primeiramente na produção de energia elétrica (ou mecânica) em turbinas ou motores a gás, e o calor rejeitado é recuperado para o sistema térmico, conforme mostra as Figuras 6 e 7.

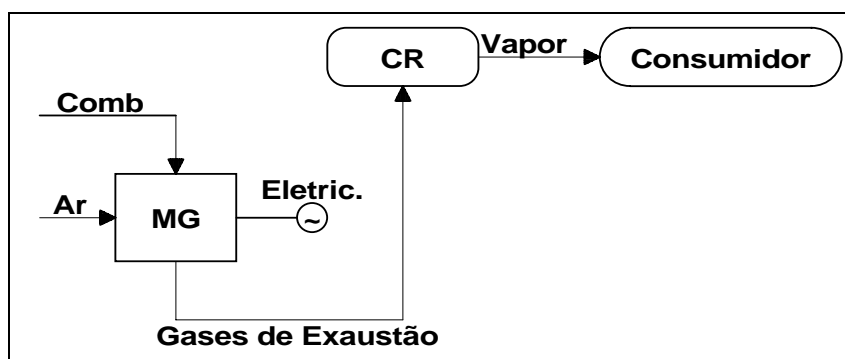


Figura 6: Ciclo com Motor a Gás

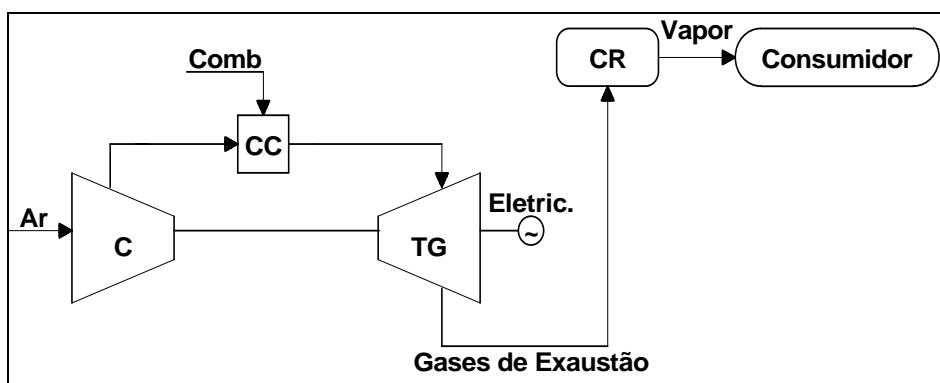


Figura 7: Ciclo com Turbina a Gás

Nos sistemas com "bottoming cycle" o gás natural produz primeiramente vapor, que é utilizado para produção de energia mecânica (e/ou elétrica) em turbinas a vapor, é depois repassado ao processo, conforme mostra a Figura 8.

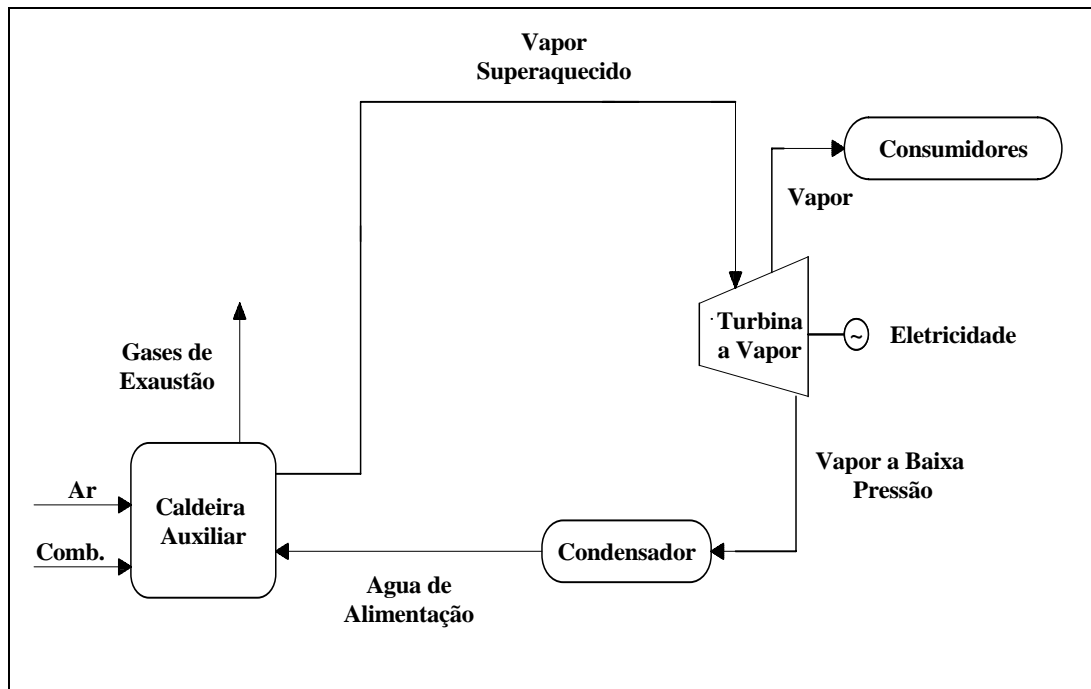


Figura 8: Ciclo a Vapor (ou Rankine)

Sistemas de Cogeração com turbinas a vapor e turbinas a gás, associam a produção de energia elétrica em dois ciclos, primeiramente em turbinas a gás e depois em turbinas a vapor. O vapor gerado nas caldeiras de recuperação é parcialmente utilizado em turbinas a vapor, com extração do vapor de baixa pressão para o processo, conforme pode ser observado na Figura 9. Estes sistemas são particularmente interessantes nos casos onde o uso do vapor é intermitente, sendo o mesmo empregado na geração de mais energia elétrica quando da baixa utilização de vapor no processo.

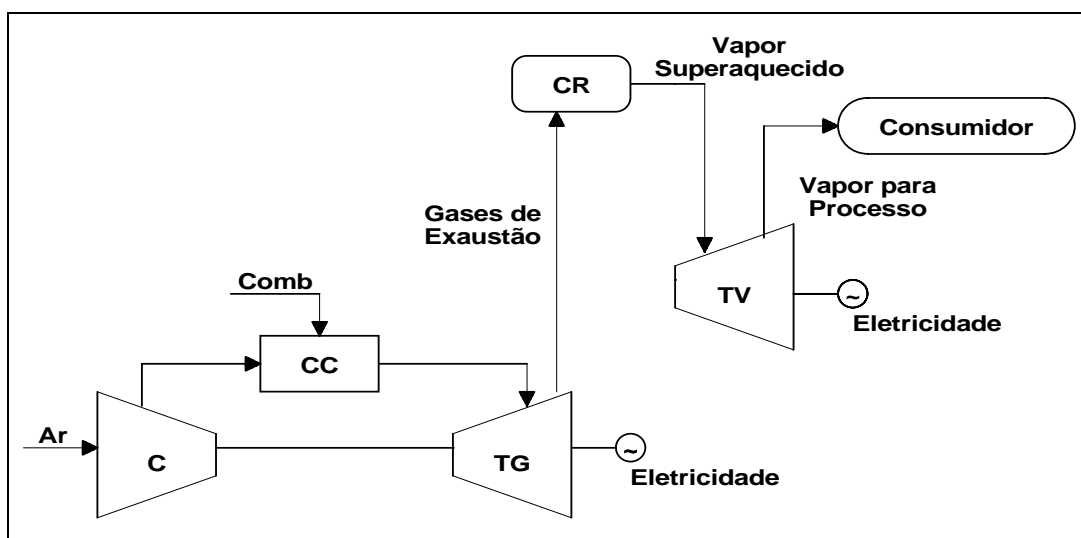


Figura 9: Ciclo Combinado (Turbina a Gás e Turbina a Vapor)

4- METODOLOGIA PARA SELEÇÃO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO

Considerando-se as necessidades energéticas para cada unidade de produção de petróleo e as configurações propostas para suprimento desta demanda, de acordo com os ciclos de cogeração, apresentam-se abaixo critérios para a sua seleção:

1. Atendimento da demanda de energia elétrica e térmica requerida na unidade (mesmo em situações de pico);
2. O Sistema de Cogeração deve ser o mais simples possível com o mínimo de modificações ou sistemas auxiliares;
3. Os excedentes de energia térmica que possam ser produzidos pelos sistemas de cogeração em suas diversas configurações serão perdidos ou aproveitados em sistemas com ciclo de refrigeração por absorção.

Além dos critérios para a escolha do Sistema de Cogeração, a seleção deste sistema deve seguir quatro passos importantes:

1. A determinação da demanda de energia (elétrica e térmica), estabelecendo-se o tipo de energia prioritária a ser atendida (se a elétrica ou a térmica) e definindo-se os pontos operacionais. O modelo computacional não faz a análise da demanda de energia, sendo este um dado de entrada;
2. A pré-seleção do Sistema de Cogeração, onde se escolhe o tipo de ciclo de cogeração adequado para atender a um determinado perfil energético. Pode-se ter mais de um ciclo de cogeração que atende às demandas elétricas e térmicas, mas somente um terá o menor custo total;
3. Detalhamento do sistema, onde se seleciona, para cada ciclo de cogeração, a máquina mais eficiente para atender às demandas;
4. Por ultimo, é realizada uma análise econômica para todos os ciclos de cogeração, sendo escolhida a de menor custo total;

A seguir, vai-se detalhar cada um desses passos a serem realizados na seleção do Sistema de Cogeração.

4.1- Demanda de Energia da Plataforma

Um dos primeiros aspectos a ser considerado para escolha de um Sistema de Cogeração é a definição do tipo de energia prioritário para a Planta a ser atendida. Na maioria dos casos, inclusive em plataformas de petróleo, a energia elétrica é a principal, sendo o calor rejeitado a partir da produção de energia elétrica a parcela que determina a quantidade de energia térmica produzida, dependendo da vazão e temperatura dos gases de descarga. Raramente as parcelas de energias elétrica e térmica produzidas estarão ao mesmo tempo próximas de seus respectivos valores de consumo, é de se esperar sobras ou déficit de energia térmica, por exemplo, quando o dimensionamento do sistema é feito a partir do consumo de energia elétrica.

O perfil das demandas térmica e elétrica é de fundamental importância para definição do Sistema de Cogeração mais adequado. Neste sentido, deve-se dispor das curvas de demanda típica, incluindo as condições operacionais da plataforma (loading e off-loading, por exemplo), onde se torna possível observar eventuais picos de consumo e definirem-se valores máximo e médio das demandas. Mesmo sendo necessário que o Sistema atenda à demanda elétrica máxima, por exemplo, muito provavelmente ele não será dimensionado para este ponto de operação, pois, em geral, estabelece-se uma carga base de operação (base-load) que representa o ponto de demanda em que o sistema irá operar na maior parte do tempo. Sendo assim, é desejável que o Sistema de Cogeração apresente eficiência máxima na base-load e tenha desvios mínimos em outros pontos típicos de operação.

4.2- Pré-seleção do Sistema

A razão entre as demandas elétrica e térmica, também conhecida como **fator α** , é um parâmetro determinante para a pré-seleção de um Sistema de Cogeração. Cada Sistema de Cogeração apresenta uma faixa de variação do **fator α** . Dentro dessa faixa, existem máquinas (motores a gás, turbinas a vapor ou a gás) capazes de atender às demandas elétrica e térmica requeridas pela Plataforma.

A escolha do ciclo (sistema) de cogeração ideal para atender às demandas elétrica e térmica da plataforma depende do **fator α requerido** (pela plataforma) e da faixa de **fator α disponível** (nas máquinas)

Sabe-se que os ciclos a vapor apresentam as mais elevadas produções térmicas proporcionalmente às capacidades elétricas ao contrário dos ciclos com motor a gás. Entre esses casos extremos encontram-se os ciclos com turbina a gás e os ciclos combinados.

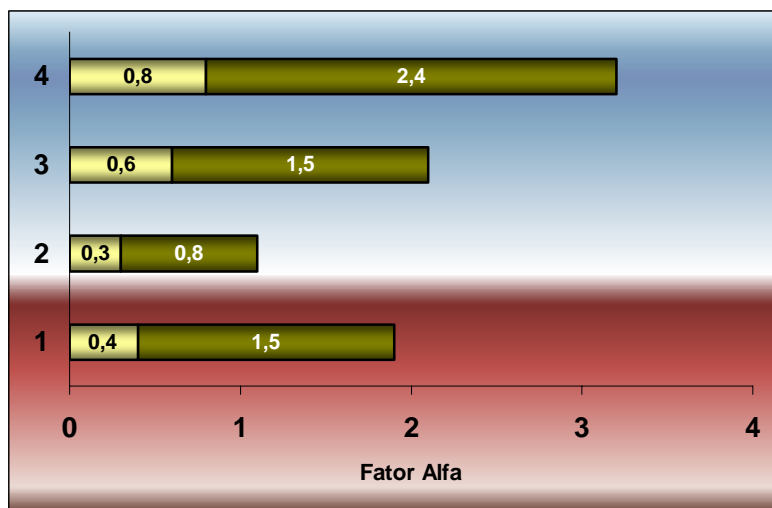


Figura 10: Faixas de Variação do Fator α Disponível nas Máquinas

A Figura 10 mostra a variação do **fator α** para os quatro ciclos de cogeração, sendo:

#1 → Ciclo a Vapor (com Turbina a Vapor);

#2 → Ciclo com Turbina a Gás;

#3 → Ciclo Combinado;

#4 → Ciclo com Motor a Gás;

Como a energia elétrica é a prioritária, pode-se ter um déficit de energia térmica. Para resolver este problema pode-se fazer uso da queima suplementar. Isto pode alterar sensivelmente os valores das parcelas elétrica e térmica do sistema e, conseqüentemente, o *fator α* .

Em geral, o termo queima suplementar pode ser usado tanto para designar a queima adicional de combustível em caldeiras do tipo combinada (apresentam seção de gases e de queima de óleo), como também para denominar o aproveitamento do O_2 contido nos produtos da combustão de turbinas a gás para queima posterior à turbina, aumentando a temperatura dos gases de descarga e produzindo vapor superaquecido para acionamento de turbina a vapor (ciclo combinado). Desta forma, observa-se que as faixas de α apresentadas na Figura 9 podem ser sensivelmente alteradas pela introdução de queima suplementar, evidentemente, alterando o valor de eficiência global do sistema, já que maior fração de combustível será queimada.

Outra solução para o atendimento da demanda térmica e elétrica é usar os gases de exaustão dos turbo-compressores, o que também altera sensivelmente a faixa de variação do *fator α* . Como os turbo-compressores aumentam a oferta de calor, o limite inferior da faixa é estendido. Por exemplo, no caso do ciclo com motor a gás (# 4, na figura 9) o *limite inferior é 0,8 e o superior 2,4*. Quando se introduz o calor produzido pelos turbo-compressores, o *limite inferior pode cair para 0,1*. Isso equivale a dizer que há mais energia térmica disponível para atender à demanda da plataforma, sem a necessidade de queima suplementar.

A introdução dos turbo-compressores no Sistema não implica na diminuição do número das caldeiras (auxiliar, de recuperação ou combinada), uma vez que ao final da vida útil da plataforma os poços estarão produzindo elevada quantidade de água e óleo e pouca quantidade de gás, com isso pode-se diminuir o número de turbo-compressores operando, podendo causar um déficit de energia térmica. Nesta situação, esse déficit terá que ser suprido pelas caldeiras.

4.3- Detalhamento do Sistema

Uma vez pré-definida a configuração mais adequada para atendimento simultâneo das demandas térmica e elétrica da plataforma, torna-se necessário identificar as máquinas capazes de prover essas necessidades. É de se esperar que os valores de ofertas térmica e elétrica a partir das máquinas selecionadas não coincidam exatamente com os valores de demandas, isto é, os *alfas (α)* requeridos serão diferentes dos *alfas disponíveis*. Desta forma, pode-se pensar na inclusão de outros elementos que melhorem o aproveitamento de energia a bordo, diminuindo-se o *alfa (α)* requerido.

No caso específico de plataformas de petróleo do tipo semi-submersível, deve-se considerar algumas particularidades que, eventualmente, podem determinar o uso de acessórios para melhor aproveitamento energético:

- ✓ Grande disponibilidade de calor, pois existe recuperação de calor em turbo-geradores e em turbo-compressores de grandes potências;
- ✓ Utilização de água quente ao invés de vapor, para fins de aquecimento antes do separador na Planta de Processo (menor custo e problemas de manutenção em relação às redes de vapor);
- ✓ A presença de um grande número de equipamentos em Plantas de Processo e Planta de Utilidades de Plataformas não permite que o requisito de espaço / peso da instalação de cogeração possa ser desconsiderado;
- ✓ O gás natural explorado em poços offshore do Brasil apresenta reduzido número de metano e não sofre beneficiamento a bordo, dificultando sua utilização, em alguns casos, em certos motores a gás ou em determinadas condições de carga;
- ✓ É desejável que as máquinas responsáveis pela geração de energia elétrica, turbinas ou motores, sejam capazes de operar com dois combustíveis, em geral gás natural e óleo diesel, pois na eventualidade de interrupção da produção do poço, não haveria comprometimento da geração de energia elétrica pela falta de gás natural;

Tais restrições podem ser determinantes para a escolha do Sistema de Cogeração mais adequado. Em geral, a escolha fica entre os Sistemas com motores ou turbinas. A seguir é apresentado o método para a seleção das máquinas.

4.3.1- Ciclo com Turbinas a Gás

O banco de dados é formado por turbinas a gás de vários fabricantes. Os seguintes dados estão disponíveis:

- Fabricante;
- Modelo;
- Potência ISO, em kW;
- Heat Rate (HR), em kJ/kWh;
- Temperatura dos gases de exaustão (T_{GE}), em °C;
- Fluxo dos gases de exaustão (m_{GE}), em kg/h;
- Custo inicial (CI), em US\$;

Todos os outros dados que são necessários na análise técnica e econômica são estimados de acordo com as formulações a seguir apresentadas.

Estimativa de Consumo de Combustível e Correção da Potência das Turbinas a Gás

Por ser mais susceptível às variações ambientais, a correção da potência e a estimativa de consumo de combustível devem ser mais rigorosas do que as que foram feitas para os motores a gás. Por isso se explica, passo a passo, como essas correções foram realizadas.

O conceito de desempenho ou eficiência de um sistema ou equipamento, relacionando o efeito útil desejado com o consumo requerido para sua obtenção está convencionalmente associado à Primeira Lei da Termodinâmica ou Lei da Conservação da Energia.

Uma hipótese adotada nesta modelagem corresponde à restrição a turbinas com geometria fixa, que operam normalmente entupidas (“choked”), isto é, com fluxo crítico. Portanto, a vazão em massa adimensional ($m\sqrt{T}/PA$) da turbina alcançou o seu máximo e se mantém fixa durante a operação da turbina, com exceção da operação durante a marcha lenta ou sob cargas muito baixas. Esta condição se aplica sobretudo a turbinas a gás com razão de pressão mais elevada, como é a tendência construtiva observada nos novos equipamentos.

Potência de eixo semi-dimensional

Permitindo considerar distintas condições de operação em uma mesma máquina, é usual utilizar-se a potência de eixo semi-dimensional, ϕ , dada por:

$$\phi = \frac{w}{P\sqrt{T}} \quad (4.1)$$

onde w é potência de eixo em kW, P é a pressão atmosférica em bar e T é a temperatura ambiente em K.

Vazão de Combustível Semi-dimensional

Analogamente ao caso da potência de eixo, pode ser demonstrado que para uma dada turbina a gás a vazão de combustível semi-dimensional, ψ , é dada por:

$$\psi = \frac{m_c \cdot PCI}{P\sqrt{T}} \quad (4.2)$$

Onde m_c corresponde à vazão de combustível em kg/s, e PCI é o poder calorífico inferior em kJ/kg. Maiores detalhes acerca do desenvolvimento desta expressão podem ser encontrados na literatura básica sobre turbinas a gás, como Cohem et al, 1986.

2.3- Correção para as Condições Padrão de Pressão e Temperatura

Para apresentar coerentemente os dados de desempenho resultantes de ensaios e testes de turbinas a gás operando sob quaisquer condições, tais resultados devem ser normalizados para as condições padrão ou condições ISO. Assim, os dados de potência e consumo observados durante o ensaio deverão ser convertidos para as condições de temperatura $T_0 = 288,15$ K, pressão $P_0 = 1,03$ bar e Umidade Relativa de 60%.

Os efeitos da pressão e da temperatura serão abordados neste tópico, enquanto a umidade será considerada a seguir. Por sua própria definição, os parâmetros ϕ e ψ permanecerão constantes entre os valores observado e o corrigido para as condições padrão, permitindo obter as expressões a seguir;

$$\phi = \left(\frac{w}{P\sqrt{T}} \right)_{OBS} = \left(\frac{w_0}{P_0\sqrt{T_0}} \right)_{CORR} \quad (4.3)$$

e

$$\psi = \left(\frac{m_c \cdot PCI}{P\sqrt{T}} \right)_{OBS} = \left(\frac{m_{c,0} \cdot PCI_p}{P_0\sqrt{T_0}} \right)_{CORR} \quad (4.4)$$

Onde o índice (OBS) associa-se aos valores observados durante a operação nas condições de pressão e temperatura local, enquanto (CORR) representa os valores corrigidos para as condições padrão já citadas anteriormente.

Observe-se que na expressão (4.4), PCI corresponde ao poder calorífico inferior do combustível efetivamente utilizado, enquanto esta variável com o sub-índice p representa o valor para as condições de projeto da turbina a gás.

Correção da Umidade Relativa (UR)

Foi estudado o efeito da umidade relativa sobre a potência, tendo se estabelecido um fator de correção do efeito da umidade, FCU, dado pela seguinte equação:

$$FCU = 1.0171514 - 2,858564 \times 10^{-4} (UR) \quad (4.5)$$

onde UR é a umidade relativa dada em porcentagem. A potência para uma dada condição que não seja a padrão (UR=60%) é dada por:

$$w = FCU w_o \quad (4.6)$$

Correção Para as Condições Tropicais

Considerando que os resultados de desempenho das máquinas térmicas são usualmente apresentados e devem ser sempre referidos às condições padrões ou ISO, pode-se apresentar as expressões já simplificadas para a operação das turbinas em condições tropicais. Assim, para a potência tem-se que:

$$w = \left[\frac{P\sqrt{T}}{1,03\sqrt{288,15}} \right] \cdot FCU \cdot w_o \quad (4.7)$$

E para o consumo de combustível, referindo-se neste caso ao combustível de projeto:

$$\dot{m}_c = (P\sqrt{T}) \cdot \left(\frac{HR_p \cdot w_{o,p}}{62945,2} \right) \left[0,1 + \left(\frac{15,736}{P\sqrt{T}} \right) \cdot \frac{w}{w_{o,p}} \cdot FCU \right] \cdot \frac{1}{PCI} \quad (4.8)$$

onde os índices P, indicam os valores de projeto (ISO) fornecidos em catálogo. W é a potência entregue pela turbina e depende do ponto de operação do Sistema de Cogeração.

Eficiência da Turbina a Gás

A eficiência térmica da turbina a gás, η , também conhecida como rendimento térmico, é definida como sendo:

$$\eta = \frac{3600}{HP_p} \quad (4.9)$$

Onde HR_p é dado em (kJ/kWh).

Metodologia Para a Seleção do Sistema de Cogeração Usando Turbinas a Gás (TG)

Após a determinação do fator alfa (α) requerida na plataforma, a seleção do Sistema de Cogeração a ser adotada depende da análise dos vários cenários possíveis, envolvendo várias turbinas a gás disponíveis no banco de dados. A seleção das turbinas vai passar por uma análise técnica e econômica para que se escolha o conjunto mais eficiente (duas turbinas a gás, sendo uma de reserva).

Isso significa que o conjunto de turbinas a gás selecionado para operar no Sistema de Cogeração é a mais eficiente dentre todas as outras disponíveis no banco de dados. Consequentemente, de menor custo operacional, mas não necessariamente de menor custo total, uma vez que o custo inicial varia muito para duas turbinas de mesma potência, mas de fabricantes diferentes.

A seleção das turbinas segue o mesmo raciocínio da seleção dos motores a gás, com a diferença de que para este caso, uma só turbina deve atender a toda a demanda elétrica da plataforma. Por outro lado, existem desvantagens: baixa eficiência em cargas parciais, e alto custo inicial.

Seleção das Turbinas a Gás

No banco de dados é dada a Potência ISO, a HR_P (ISO). Com isso pode-se calcular a Potência TROPICAL que é dada pela fórmula (4.7).

O consumo de combustível da TG é dado pela fórmula (4.8), onde P, T, FCU, são valores do local de operação da Plataforma. O fator de correção da umidade relativa (FCU) só deve ser usado se a UR for diferente de 60%. O PCI é aquele do gás natural usado como combustível.

A seleção da Turbina a Gás a ser usada numa Plataforma deve ser feita através da eficiência operacional máxima de uma TG. Essa eficiência é dada por:

- 1) Essa TG deve atender à Potência máxima requerida na Plataforma:

$$W_{TG} \geq DM_{\text{Plat}}$$

onde DM_{Plat} , é a demanda máxima de energia elétrica a ser atendida na Plataforma.

- 2) A eficiência da TG é dada por:

$$\eta_{\text{Op}} = 3600 \cdot 100 \cdot \frac{HR_P \cdot W_P}{DM_{\text{Plat}}};$$

onde DM_{Plat} é potência no ponto de operação do Sistema de Cogeração.

A TG a ser escolhida para operar no Sistema de Cogeração deve possuir a maior eficiência operacional.

Seleção da Caldeira de Recuperação para Atender à Demanda Térmica

Para que haja cogeração é necessário recuperar o calor disponível nos gases de exaustão e uma das formas é através de uma Caldeira de Recuperação (CR).

Apesar dos gases de exaustão das turbinas a gás possuírem muita energia, podem, eventualmente não atender à Demanda Térmica Máxima (DTMáx) sendo necessária uma Caldeira de Recuperação com Queima Suplementar.

Para diminuir o tamanho da CR, é gerado vapor superaquecido que posteriormente é usado para aquecer a água, num trocador de calor. A Figura 11 mostra um trocador casco-tubo típico de uma plataforma.



Figura 11: Aquecedor de Água quente da P – 40

Para selecionar a caldeira de recuperação (partindo do princípio que ela consegue atender à demanda térmica) é necessário calcular quanto de calor disponível nos gases de exaustão pode ser recuperado em forma de vapor superaquecido e ser usado na geração de água quente (AQ) que vai para a Planta de Processo da plataforma.

$$Q_{GE} = NM \cdot m_{GE} \cdot C_{p_{GE}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (4.10)$$

Onde:

- $C_{p_{GE}}$ => é o calor específico a Pressão constante dos gases de exaustão assumido como constante, [kJ/kg°C];
- T_1 => é a temperatura dos gases de exaustão na saída da turbina, [°C];
- T_2 => é a temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira de recuperação, [°C];
- m_{GE} => é o fluxo dos gases de exaustão, [kg/h];
- NM => é o numero de Turbinas a Gás em operação;
- Q_{GE} => é o fluxo térmico disponível para gerar água quente, [kW];

A quantidade de vapor superaquecido necessário (VS_{NEC}) para atender à demanda térmica da plataforma é dada por:

$$VS_{NEC} = \frac{3600 \times 1,1 \times DTMáx(Plataforma)}{\Delta H} \quad (4.11)$$

Para se prevenir de possíveis perdas na rede, e a própria variação do ponto operacional, que leva à alteração da eficiência e conseqüente alteração na oferta de calor dos gases de exaustão foi estabelecido uma margem de 10% sobre a demanda térmica da plataforma.

A produção máxima de vapor superaquecido ($VS_{MÁX}$) que a caldeira de recuperação, a partir dos gases da turbina a gás, consegue gerar é dada por:

$$VS_{MÁX} = \frac{Q_{GE}}{\Delta H} \quad (4.12)$$

Onde ΔH , é a variação de entalpia da água entre as condições de entrada e saída na caldeira. A Tabela 2 mostra as condições desejadas para o vapor superaquecido.

Tabela 2: Condições Desejadas para o Vapor Superaquecido

Pressão kgf/cm2	Variação de Entalpia (ΔH) - kJ/kg*	Temperatura de Saturação (°C)
18	1968	207
15	1999	198
12	2032	188

* inclui 10% de superaquecimento

Se $VS_{MÁX} > VS_{NEC}$, significa que não será necessária a queima suplementar para se atender a demanda da plataforma (desde que a CR tenha capacidade produzir a quantidade demandada de vapor).

Caso seja necessária uma queima suplementar (VS_{QS}), (oferta de calor nos gases de exaustão insuficiente para atender a demanda), a quantidade a mais a ser produzida é dada por:

$$VS_{QS} = VS_{NEC} - VS_{MÁX} \quad (4.13)$$

Com a produção total de vapor em kg/h (que, no mínimo, será igual à demanda térmica), pode-se selecionar a caldeira de recuperação.

4.3.2- Ciclo com Motores a Gás

O Banco de dados é formado por motores a gás (geradores) dos principais fabricantes existentes no mercado. Esses motores foram classificados e certificados pelas Sociedades Classificadoras para poderem operar em plataformas de produção de petróleo na geração principal.

Os fabricantes que tiveram os seus motores incluídos no banco de dados são:

- Wärtsilä – NSD;
- Caterpillar;
- Waukesha;

Alguns dados disponíveis no banco de dados são aproximados, pelo fato de os fabricantes não fornecerem certas informações consideradas privilegiadas. No banco de dados estão disponibilizados as seguintes informações:

- Fabricante;
- Modelo;
- Potência ISO (Pot_{ISO}), em kW;
- Eficiência (η_{ISO});
- Temperatura dos gases de exaustão (T_{GE}), em °C;
- Fluxo dos gases de exaustão (m_{GE}), em kg/h;
- Custo inicial (CI), em US\$;

Após a determinação do fator alfa (α) requerida na plataforma, a seleção do Sistema de Cogeração a ser adotada depende da análise dos vários cenários possíveis. Quando um desses cenários envolve motores a gás, a seleção desses motores vai passar por uma análise técnica e econômica para que se escolha o conjunto mais eficiente.

Isso significa que o conjunto de motores a gás selecionado para operar no Sistema de Cogeração é o mais eficiente dentre todos os outros motores disponíveis no banco de dados. Consequentemente, o de menor custo operacional.

Seleção dos Motores a Gás

Como o espaço disponível nas plataformas é crítico, e a potência fornecida pelos motores não é elevada, não é interessante selecionar muitos motores para se atingir uma determinada demanda elétrica, pois isso tornaria a instalação muito grande e pesada.

Por isso, a faixa onde os motores podem ser uma opção na geração elétrica se situa na faixa de até 10 MW. Limitou-se, pelos motivos apresentados, em 5 o número máximo de motores a gás na instalação incluindo um de reserva.

Como os motores são dispostos em paralelo, e o fator de carga é distribuído entre eles, não é recomendável a colocação de motores diferentes (tanto em potência quanto em fabricantes) num mesmo bloco. Assim sendo, a seleção dos motores será realizada da seguinte maneira:

- 1º) É preciso verificar se para a Demanda Elétrica Máxima ($DEM_{\text{Máx}}$) existem no banco de dados motores capazes de atendê-la, lembrando do limite do número de motores (5 em operação e 1 de reserva):

$$N.^{\circ} \text{ Motores} = \frac{DEM_{\text{Máx}}(\text{Plataforma})}{Pot_{TROP}(\text{MG})} \leq 5,0 \quad (4.14)$$

Se essa equação for atendida, e a resposta não for um número inteiro, é preciso pegar o número inteiro imediatamente acima (por exemplo, se $N.^{\circ} \text{ Motores} = 3,2$; então **deverão ser selecionados 4 motores a gás**).

- 2º) O fator de carga, FC (%) dos motores selecionados é dado por:

$$FC = \frac{DEM_{\text{Méd}}(\text{Plataforma})}{Pot_{TROP}(\text{MG}) \times N.^{\circ} \text{ Motores}} \quad (4.15)$$

onde DEMéd é a Demanda Elétrica Média da plataforma. O Sistema de Cogeração é projetado para operar nesse ponto.

3º) Nesse ponto já se podem selecionar os motores a gás. Já que se quer o conjunto mais eficiente, a seleção é feita pegando-se do banco de dados o motor que oferece a maior eficiência operacional:

$$\eta_{\text{Oper}} = \eta_{\text{TROP}} \cdot \text{FC} \quad (4.16)$$

Onde FC é o fator de carga, calculado anteriormente;

4º) O número total de motores no Sistema Cogeração é dado pelo número de motores que atendem à demanda da plataforma mais o número de motores que ficam de reserva (geralmente um (1) motor):

$$N.^{\circ} \text{Motores}_{\text{SIST.COG.}} = N.^{\circ} \text{Motores} + 1 \quad (4.17)$$

Após a seleção do motor, pode-se obter do banco de dados todas as informações técnicas referentes ao motor e que serão utilizados na análise econômica.

Seleção da Caldeira de Recuperação para Atender à Demanda Térmica

Para que haja cogeração é necessário recuperar o calor disponível nos gases de exaustão e uma das formas é através de uma Caldeira de Recuperação (CR).

Como o motor a gás rejeita calor a temperatura e vazão menores do que as turbinas a gás, pode, por si só, ser incapaz de atender à Demanda Térmica Máxima (DTMáx) sendo muitas vezes necessária uma Caldeira de Recuperação com Queima Suplementar ou até mesmo uma Caldeira Auxiliar (CA). A configuração deste Sistema de Cogeração pode ser vista na Figura 12.

Com o objetivo de se diminuir o tamanho da CR, em vez de se gerar água quente (AQ) diretamente na CR, é gerado vapor superaquecido que posteriormente é usado para aquecer a água, num trocador de calor.

Para selecionar a caldeira de recuperação (partindo do princípio que ela consegue atender à demanda térmica) é necessário calcular quanto de calor disponível nos gases de exaustão pode ser recuperado em forma de vapor superaquecido e servir na geração de água quente (AQ) para ser usado na Planta de Processo da plataforma.

$$Q_{\text{GE}} = \text{NM} \cdot m_{\text{GE}} \cdot C_{p_{\text{GE}}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (4.18)$$

Onde:

- $C_{p_{\text{GE}}}$ => é o Calor específico a Pressão constante dos gases de exaustão assumido como constante [kJ/kg°C];
- T_1 => é a temperatura dos gases de exaustão na saída do motor [°C];
- T_2 => é a temperatura dos gases de exaustão na saída da caldeira de recuperação [°C];
- m_{GE} => é o fluxo dos gases de exaustão [kg/h];
- NM => é o numero de Motores a Gás em operação;
- Q_{GE} => é o fluxo térmico disponível para gerar água quente [kW];

A quantidade de vapor superaquecido necessário (VS_{NEC}) para atender à demanda térmica da plataforma é dada por:

$$VS_{NEC} = \frac{3600 \times 1,1 \times DTM_{\text{Máx}}(\text{Plataforma})}{\Delta H} \quad (4.19)$$

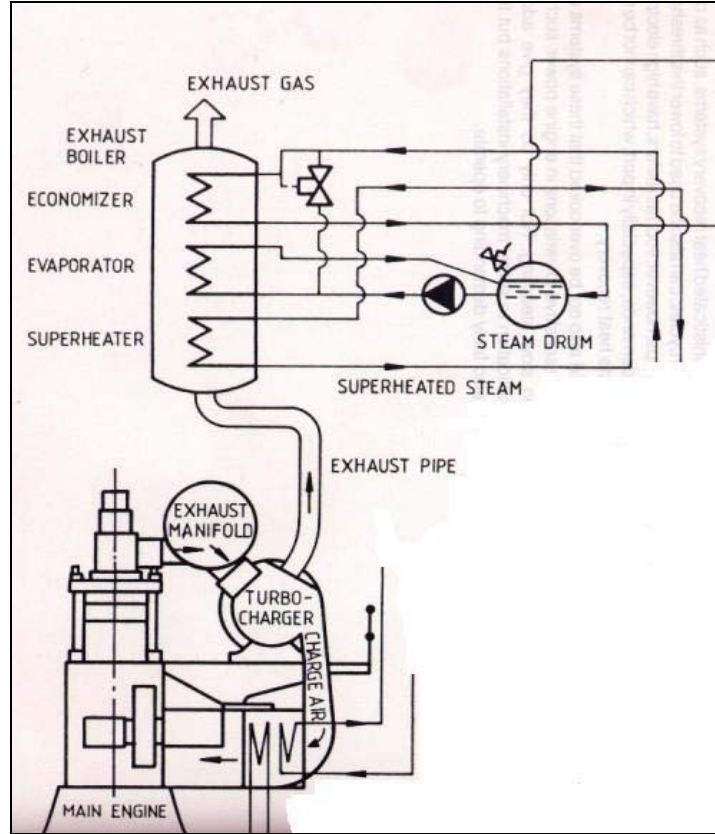


Figura 12: Sistema de Cogeração com MG + CR

Onde 3600 é o fator de conversão de MW para MJ/h e 1,1 é o acréscimo de 10% na quantidade produzida de vapor, o que incorpora as perdas do sistema.

Para se prevenir de possíveis perdas na rede, e a própria variação do ponto operacional, que leva à alteração da eficiência e conseqüente alteração na oferta de calor dos gases de exaustão foi estabelecido uma margem de 10% sobre a demanda térmica da plataforma.

A produção máxima de vapor superaquecido ($VS_{MÁX}$) que o motor a gás consegue gerar é dada por:

$$VS_{MÁX} = \frac{Q_{GE}}{\Delta H} \quad (4.20)$$

Onde ΔH , nas eq. (4.19) e (4.20) é a variação de entalpia da água desde o seu estado inicial de entrada na caldeira até o estado final de vapor superaquecido.

Tabela 3: Condições Desejadas para o Vapor Superaquecido

Pressão kgf/cm ²	Variação de Entalpia (ΔH) - kJ/kg*	Temperatura de Saturação (°C)
18	1968	207
15	1999	198
12	2032	188

* inclui 10% de superaquecimento

Se $VS_{MÁX} > VS_{NEC}$, significa que não será necessária a queima suplementar para se atender a demanda da plataforma (desde que a CR tenha capacidade produzir a quantidade demandada de vapor).

Caso seja necessária uma queima suplementar (VS_{QS}), (oferta de calor nos gases de exaustão insuficiente para atender a demanda), a quantidade a mais a ser produzida é dada por:

$$VS_{QS} = VS_{NEC} - VS_{MÁX} \quad (4.21)$$

A seleção da caldeira de recuperação é feita quando se conhece a produção total de vapor em kg/h, através de um catálogo.

4.3.3- Ciclo Combinado

Define-se como Ciclo Combinado o cenário constituído por turbinas a gás (ou motor a gás) e turbinas a vapor. De fato, são dois ciclos ideais presentes: o Ciclo Brayton (turbinas a gás)/Ciclo Diesel (motores a gás) e o Ciclo Rankine (turbina a vapor).

A análise do banco de dados do ciclo combinado (CC) consiste em descrever a seleção dos três componentes principais do ciclo:

- A Turbina a Gás;
- A Turbina a Vapor;
- A Caldeira de Recuperação;

Para que se possa selecionar o melhor conjunto **TG + CR + TV** para operar em uma plataforma será necessário responder às seguintes perguntas:

1. Qual é a quantidade total de vapor gerada pela TG?
2. Qual é capacidade total de produção de energia elétrica das turbinas a gás e a vapor?
3. É necessária a queima suplementar para aumentar a temperatura dos gases de exaustão da TG e atender a demanda térmica?
4. Como será feita a seleção do conjunto **TG + CR + TV**?

Para respondermos a essas perguntas precisamos fazer algumas análises que serão descritas a seguir.

Capacidade de Produção de Vapor Superaquecido na TG

A capacidade de produção de vapor superaquecido pela turbina a gás é dada através da equação abaixo.

$$\text{PROD}_{\text{VAPOR}} = \frac{Q_{\text{GE}}}{\Delta H_1} \quad (4.22)$$

Onde Q_{GE} é dado por (4.18).

A variação de entalpia ΔH_1 é a energia que é gasta para fazer a água que entra na CR (na pressão de 1bar e temperatura de 85°C) atingir a pressão de trabalho da turbina a vapor. De acordo com a Tabela 1, os valores de ΔH_1 podem ser as seguintes:

Tabela 4: Variação da Entalpia de Acordo com a Pressão de Trabalho da TV

Pressão de Trabalho da TV - kgf/cm²	Variação de Entalpia (ΔH_1) kJ/kg*	Temperatura de Saturação - (°C)
62	2541	277,8
42	2533	253,2
21	2505	214,8

*: Inclui 10% de superaquecimento

Pode acontecer de que a quantidade de calor disponível nos GE não seja suficiente para gerar toda a quantidade de água quente necessária para a Planta de Processo. Se assim for, será necessário fazer uma queima suplementar de gás, de modo a aumentar a produção de vapor na CR.

Queima Suplementar de Gás Natural

Como a temperatura final dos gases dependerá, obviamente, da quantidade de oxigênio presente, cálculo nada trivial, partimos do oposto: quanto de gás natural vamos precisar queimar para que se atenda à demanda térmica?

A necessidade de vapor para atender à demanda térmica é dada através da seguinte equação:

$$\text{VAPOR}_{\text{DT}} = \frac{3600 \cdot \text{DT}_{\text{MÁX}}}{\Delta H_2} \quad (4.23)$$

Onde,

- $\text{DT}_{\text{MÁX}}$ => é a demanda térmica máxima de água quente, em [kW];
- ΔH_2 => é a variação da entalpia, em [kJ/kg];

A variação de entalpia ΔH_2 é a energia disponível no vapor superaquecido que é extraído da turbina a vapor de forma a atender à demanda térmica. O valor de ΔH_2 depende da pressão de extração do vapor (lembrando que há um superaquecimento de 10%) conforme mostrado na Tabela 2.

Tabela 5: Variação da Entalpia de Acordo com a Pressão de Extração do Vapor

Pressão de Extração na TV - kgf/cm ²	Variação de Entalpia (ΔH_2) kJ/kg*	Temperatura de Saturação - (°C)
18	1968	207
15	1999	198
12	2032	188

*: Inclui 10% de superaquecimento

Se a produção de vapor dada por (4.22) for maior que a necessária para atender a demanda térmica, dada por (4.23), não será necessária a queima suplementar. Caso contrário, a quantidade de gás natural a ser queimada será:

$$m_{GN} = \frac{m_V \cdot \Delta H_2 \cdot \rho}{\eta_{CR} \cdot PCI} \quad (4.24)$$

$$m_V = VAPOR_{DT} - PROD_{VAPOR}, \quad (4.25)$$

se

$$VAPOR_{DT} > PROD_{VAPOR}$$

Onde,

- $m_V \Rightarrow$ é a quantidade de vapor necessária para atender a DT, em [kg/h];
- $PCI \Rightarrow$ Poder calorífico inferior do Gás Natural, em [kJ/kg];
- $\eta_{CR} \Rightarrow$ é o rendimento da Caldeira de Recuperação;
- $\rho \Rightarrow$ é a densidade do Gás Natural, em [m³/kg];

Seleção do Conjunto TG + CR + TV

Para selecionar a TG e a TV, é preciso saber a capacidade de geração elétrica das turbinas, lembrando que será usada uma turbina a vapor de extração/condensação. Uma vez que a prioridade é a produção elétrica, será selecionado o primeiro conjunto que atenda à Demanda Elétrica Máxima da Plataforma (DEM_{Max}).

Os seguintes passos devem ser seguidos:

1º) Escolher o primeiro conjunto cuja potência elétrica total seja maior que a demanda elétrica máxima da plataforma:

$$P_{elTG} + P_{elTV} \geq DEM_{Max} \quad (4.26)$$

A potência elétrica fornecida pela TG pode ser obtida, corrigida para as condições ambientais, conforme mostrada na análise do banco de dados da TG. A potência da TV, P_{elTV} , é calculada da seguinte forma, de acordo com o que foi apresentado para o ciclo Rankine:

Se $PROD_{VAPOR} > VAPOR_{DT}$ (Caso 1)

$$\text{Pot}_{\text{TV}} = m_{\text{V}2} \cdot \Delta P_1 \cdot i_1 + (m_{\text{V}2} - m_{\text{V}1}) \cdot \Delta P_2 \cdot i_2 \quad (4.27)$$

Se $\text{PROD}_{\text{VAPOR}} < \text{VAPOR}_{\text{DT}}$ (Caso 2)

$$\text{Pot}_{\text{TV}} = m_{\text{V}1} \cdot \Delta P_1 \cdot i_1 \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} m_{\text{V}1} &= \text{VAPOR}_{\text{DT}} \\ m_{\text{V}2} &= \text{PROD}_{\text{VAPOR}} \end{aligned}$$

Onde ΔP_1 e ΔP_2 é a queda de pressão até a pressão de extração e a de condensação do vapor, respectivamente, e i_1 e i_2 os índices de produção de potência correspondente a cada queda de pressão.

No Caso 1, a TV funcionaria como de extração/condensação, mas no Caso 2, funcionaria como a de contrapressão porque o vapor extra gerado é para completar com a que a TG gera e assim atender à demanda térmica. Será então extraído na pressão desejada, e todo o vapor vai para processo.

2º) Para esse conjunto, a eficiência máxima do ciclo combinado é dada por:

$$\eta_{\text{CC}} = \frac{\text{Pel}_{\text{CC}} + \text{Pter}_{\text{CC}}}{m_{\text{GN}} \cdot \text{PCI}} \quad (4.29)$$

Onde,

- $\text{Pel}_{\text{CC}} \Rightarrow$ é a potência elétrica total gerada no ciclo, em [kW];
- $\text{Pter}_{\text{CC}} \Rightarrow$ é a potência térmica total gerada no ciclo, em [kW];
- $m_{\text{GN}} \Rightarrow$ é o consumo horário total do gás natural, incluindo o da queima suplementar, quando necessário, em [kg/h];
- $\text{PCI} \Rightarrow$ Poder calorífico inferior do Gás Natural, em [kJ/kg];

3º) A seleção da CR é determinada pela quantidade de vapor necessária para atender a demanda térmica;

4.3.4- Turbina a Vapor

A seleção de um Sistema de Cogeração usando turbina a vapor depende do tipo de sistema de idealizado, características construtivas do equipamento motriz, eficiência energética, queda entálpica, características e vazão do vapor ou calor, características ambientais e outras peculiaridades da instalação.

Isto equivale a dizer que, primeiro se especifica as condições operacionais e depois se encomenda uma turbina para atender àquelas condições. Isto faz com que o **fator α** da turbina a vapor seja igual à da Plataforma, desde que se mantenha dentro da faixa especificada para a relação entre a produção elétrica e térmica.

Tipo de Turbina a Vapor a ser Utilizado na Cogeração

Conforme já foi apresentado, existem a princípio, três tipos de turbinas a vapor que poderemos usar no Sistema de Cogeração: Turbinas de Condensação, Contrapressão e de Extração/condensação.

Na turbina de condensação, a pressão de saída do vapor da turbina é menor que a atmosférica, sem muita energia disponível para gerar água quente necessária. Esta turbina oferece a maior eficiência elétrica dentre os três tipos, para as mesmas condições de operação, mas não seria muito eficiente se usado em cogeração.

Na turbina de Contrapressão, o problema passa a ser a baixa capacidade de produção elétrica, poucas centenas de kilowatts, o que não se encaixa no perfil elétrico das plataformas cujas demandas elétricas mínimas são a partir de 1 MW.

A solução parece ser, então, usar uma turbina que seja a combinação dos dois tipos anteriores: a ***Turbina de Extração/Condensação***. De fato, esta turbina permite muita flexibilidade no atendimento à demanda térmica e a sua eficiência na cogeração é maior do que para uma turbina de condensação.

Seleção de Turbina a Vapor de Extração/Condensação

No cálculo do potencial do Sistema (para a produção de calor e eletricidade) considera-se, para efeito de cálculo, que quando ocorre uma extração no corpo da turbina é como se fossem duas máquinas distintas com suas respectivas características. A primeira (turbina I) é definida entre o ponto de entrada e o de extração e a segunda (turbina II) deste ponto ao de saída do vapor para o condensador.

Neste caso, a potência fornecida pela turbina I é função direta das características do vapor admitido e da potência por tonelada de vapor. A potência da turbina II segue os mesmos parâmetros anteriores, exceto pela quantidade de vapor que, neste caso, é função da quantidade de vapor admitido menos a quantidade de vapor extraído. A potência instalada será a soma das potências individuais de cada máquina acrescido de um fator que caracterizará uma reserva para o melhor funcionamento do equipamento.

Deve ser lembrado que para a produção de energia elétrica, se usa normalmente pressões de 42 kgf/cm², e as turbinas de extração/condensação são de múltiplos estágios (ME).

A partir dos dados práticos do desempenho de (quaisquer) turbinas a vapor, estabeleceu-se os seguintes parâmetros em relação à queda de pressão:

Tabela 6: Índice de Produção de Energia Elétrica da TV

Pressão de 21 kgf/cm²	Tipo da Turbina	Índice kW/ton.h de Vapor*
Queda de Pressão na TV de até 16 kgf/cm ²	SE	3,15
	ME	4,27
Queda de Pressão na TV de acima de 16 kgf/cm ²	SE	2,66
	ME	3,62
Pressão de 42 kgf/cm²		
Queda de Pressão na TV de até 32 kgf/cm ²	SE	2,07
	ME	2,81
Queda de Pressão na TV de acima de 32 kgf/cm ²	SE	1,91
	ME	2,59
Pressão de 62 kgf/cm²		
Queda de Pressão na TV de até 48 kgf/cm ²	SE	1,33
	ME	1,81
Queda de Pressão na TV de acima de 48 kgf/cm ²	SE	1,65
	ME	2,24

*: em relação à queda de pressão na Turbina;

Quantidade de Vapor a Ser Gerado na Caldeira Auxiliar

Como a turbina a ser especificada depende das condições operacionais da Plataforma, saberemos então qual será a potência elétrica requerida, as condições do vapor requeridas para o processo.

Então o objetivo passa a ser qual é a quantidade total de Vapor (m_v) a ser gerado na caldeira que atenda a demanda térmica e a elétrica, sempre tendo em mente a limitação da potência que pode ser produzida e, ainda, a quantidade de vapor máxima que passará pela turbina. A quantidade total de vapor, M_v , será igual a:

$$M_v = m_{v1} + m_{v2} \quad (4.30)$$

Se ΔP_1 e ΔP_2 forem a queda de pressão até a pressão de extração e a de condensação do vapor, respectivamente, e i_1 e i_2 os índices de produção de potência correspondente a cada queda de pressão, a produção total de energia elétrica é dada por:

$$Pot = (m_{v1} + m_{v2}) \cdot \Delta P_1 \cdot i_1 + m_{v2} \cdot \Delta P_2 \cdot i_2 \quad (4.31)$$

Então, para atender à demanda elétrica requerida, é necessário produzir as seguintes quantidades de vapor:

$$m_{v1} = \frac{DT_{\text{máx}}}{\Delta H_1} \quad (4.32)$$

$$m_{v2} = \frac{Pot - m_{v1} \cdot \Delta P_1 \cdot i_1}{(\Delta P_1 \cdot i_1 + \Delta P_2 \cdot i_2)} \quad (4.33)$$

Onde ΔH_1 é a energia disponível no vapor superaquecido extraído da turbina a vapor (ver Tabela 3). A eq.3 nos dá a quantidade de vapor necessária para atender à demanda térmica da plataforma e a eq.4 a quantidade de vapor necessária para atender a demanda elétrica.

A potência a ser gerada pela Turbina a Vapor será 10% a mais que a demanda elétrica máxima, funcionando como uma margem de segurança.

$$Pot = 1,1 \times DEmax \quad (4.34)$$

Os valores de i_1 e i_2 podem ser obtidos através da Tabela 1, de acordo com o tipo de e a queda de pressão na turbina.

As Condições do Vapor Gerado na Turbina

Para que não haja o risco de condensação de vapor nas pás da turbina a vapor serão usados 10% de grau de superaquecimento do vapor. Existem três pressões diferentes de trabalho das turbinas a vapor, conforme mostrado na Tabela 2. Será considerado, ainda, que haverá possibilidade de extrair vapor em três pressões diferentes conforme a Tabela 3 e que o condensado que deixa a turbina a vapor o fará com **a pressão de 0,05 kgf/cm²**, abaixo da atmosférica.

Tabela 7: Pressões de Trabalho das Turbinas a Vapor

Pressão kgf/cm2	Variação de Entalpia (ΔH) - kJ/kg*	Temperatura de Saturação (°C)
62	1672	278
42	1787	253
21	1940	215

Tabela 8: Pressão de Extração de Vapor na Turbina a Vapor

Pressão kgf/cm2	Variação de Entalpia (ΔH) - kJ/kg*	Temperatura de Saturação (°C)
18	1968	207
15	1999	198
12	2032	188

* inclui 10% de superaquecimento

A variação de Entalpia mostrada na Tabela 2 se refere à energia total disponível no vapor até a temperatura de saturação. A que é mostrada na Tabela 3, diz respeito à quantidade de energia disponível no vapor para gerar água quente para a plataforma (também até a saturação).

As Condições da Água Quente Gerada Para Atender à Demanda Térmica

A produção de água quente para processo na Plataforma, em vez de vapor saturado é preferível, pois devido à elevada quantidade demandada não seria possível a sua geração através das caldeiras de recuperação. Por isso, é gerado vapor superaquecido na Caldeira de Recuperação e, depois, num trocador de calor (TC) é aquecida a água. As condições da água quente gerada são as seguintes:

Tabela 9: Condições na Entrada e Saída da Água do Trocador de Calor

Condições da Água	Pressão (kgf/cm²)	Temperatura (°C)
Entrada no TC	1	85
Saída da TC	10,5	180

Devido a essa pressão de saída da AQ é que se limitou a pressão de extração do vapor a 15 kgf/cm², pois se se quer aumentar a temperatura da água para 180°C, o vapor precisa estar, necessariamente, a uma temperatura maior do que essa.

Especificação da Turbina a Vapor de Extração/Condensação

Com todos os dados à disposição, pode-se então, especificar uma turbina a vapor capaz de atender aos requisitos da plataforma, sendo fornecidos algumas informações importantes tais como:

1. Potência Máxima, em kW;
2. Fator de Carga, em %;
3. Custos, em US\$;
4. Quantidade Total de Vapor Gerado na CA, em kg/h;
5. Quantidade de Vapor para Gerar AQ, em kg/h;

Deve ser lembrado que a variação do **fator α - a relação entre potências elétrica e térmica produzidas** - para as turbinas a vapor fica entre **0.10 e 1.50**, conforme já foi comentado no capítulo sobre cogeração. Esse fator α é fundamental para se saber se esse Sistema de Cogeração é ou não aplicável.

4.4- Seleção da Instalação – Análise Econômica

Para a seleção dos equipamentos/componentes da instalação que satisfaz aos requisitos da demanda térmica e elétrica da Planta de exploração de petróleo, foi organizado um banco de dados com as especificações técnicas e de desempenho dos motores a gás, turbinas a gás e caldeiras de recuperação de gases. Conforme já foi dito, a seleção das turbinas a vapor depende das condições operacionais da Planta de Processo e, portanto, o fabricante fornece a turbina a vapor de acordo com as especificações fornecidas.

Uma vez obtidas as várias instalações que satisfazem as especificações técnicas da plataforma, faz-se a análise econômica usando-se dados econômicos e dados de custos associados a cada equipamento que compõe a instalação, a saber:

Para o conjunto Motor a Gás (MG) + Caldeira de Recuperação (CR), esses custos seriam:

1. Custo Inicial dos MG's em US\$;
2. Custo Operacional (custo de combustível) do MG em US\$/ano;
3. Custo de Manutenção (inclui o overhaull e o consumo do óleo lubrificante) do MG em US\$/ano;
4. Custo Inicial da CR em US\$;
5. Custo Operacional e de Manutenção da CR incluindo o Custo do Combustível (no caso de haver queima suplementar), em US\$/ano;
6. Custo do Combustível em US\$/m³;
7. Regime de Operação, em h/ano;
8. Vida útil do projeto, em anos;
9. Taxa de juros (taxa de retorno) em %;

Para o conjunto Turbina a Gás (TG) + Caldeira de Recuperação (CR), os itens de custos são semelhantes ao do conjunto MG + CR. No caso do ciclo combinado (TG + CR +TV), é preciso incluir os custos inicial, operacional e de manutenção da turbina a vapor.

4.4.1- Estimativa dos Custos Iniciais

De acordo com dados obtidos juntos aos fabricantes, o custo inicial de um Motor a Gás fica em torno de **750,00 US\$/kW**, e para motores de duplo combustível esse valor vai para **1200,00 US\$/kW**, devido aos maiores recursos tecnológicos empregados na fabricação.

Para as Turbinas a Gás, o custo inicial depende da faixa de potência, conforme mostra a Tabela 10.

Tabela 10: Faixas de Variação do Custo Inicial das Turbinas a Gás

Faixa de Potência	US\$/kW
Até 10.000 kW	485,72
Até 20.000 kW	440,17
Até 30.000 kW	367,54
Até 40.000 kW	338,22

Fonte: Turbine Systems Engineering Inc. (www.gas-turbines.com/trader/outprice.htm)

Para as Turbinas a Vapor o custo inicial depende do tipo e da faixa de potência, conforme apresenta a Tabela 11.

Tabela 11: Custos Iniciais da Turbina a Vapor

Tipo	Preço US\$/kW	Observações
Simples Estágio	240,00	TV <= 1000kW
	215,00	2000 <= TV < 1000kW
Múltiplos Estágios	300,00	TV <= 2000kW
	290,00	4000kW <= TV < 2000kW
	267,00	6000kW <= TV < 4000kW
	233,00	TV > 6000kW

Fonte: Revista "Cogeração"

Já para a Caldeira de Recuperação o custo inicial é dado de acordo com a capacidade de produção de água quente ou vapor (superaquecido ou saturado).

Tabela 12: Custos Iniciais das Caldeiras de Recuperação

Vazão (kg/h)	Preço Água Quente (US\$)	Preço Vapor Superaquecido 21kgf/cm2 (US\$)	Preço Vapor Superaquecido 42kgf/cm2 (US\$)
110000	2.233.550,00	-	2.975.600,00
90000	1.960.190,00	-	2.629.600,00
70000	1.741.060,00	-	2.352.800,00
55000	1.518.700,00	-	2.076.000,00
35000	782.000,00	1.038.000,00	1.730.000,00
30000	751.230,00	1.003.400,00	1.612.400,00
25000	720.460,00	955.000,00	1.501.600,00
20000	689.600,00	899.600,00	1.384.000,00
15000	649.540,00	830.400,00	-
10000	609.540,00	761.200,00	-
7000	531.000,00	657.400,00	-

Fonte: Revista “Cogeração”

4.4.2- Estimativa dos Custos Operacionais e de Manutenção

A maior parcela do custo operacional (CO) é dado pelo custo anual com o combustível. Então, quanto mais eficiente for o Sistema de Cogeração, menor será o consumo de combustível e, conseqüentemente, o custo operacional.

Para se determinar o custo operacional anual é necessário, estimar o consumo de combustível de cada uma das máquinas. Tomando-se como exemplo o Motor a Gás, o custo operacional é calculado da seguinte maneira:

1º) Primeiro calcula-se a eficiência operacional, η_{Oper} , de cada motor:

$$\eta_{Oper} = \frac{Pot_{TROP} \cdot FC}{E_{COMB}} \quad (4.35)$$

$$E_{COMB} = m_f \cdot PCI \quad (4.36)$$

2º) Substituindo a (4.35) na (4.36) chega-se a:

$$m_f = \frac{Pot_{TROP} \cdot FC}{PCI \cdot \eta_{Oper}} \times N.^{\circ} Motores \quad [kg/s] \quad (4.37)$$

Como o combustível é gasoso, é mais interessante obter o consumo em termos volumétricos:

$$m_f = 3600 \times HOp \times \rho_{GN} \times \frac{Pot_{TROP} \cdot FC}{PCI \cdot \eta_{Oper}} \times N.^o \text{ Motores} \quad [\text{m}^3/\text{ano}] \quad (4.38)$$

Onde:

- ρ_{GN} , é a densidade do Gás Natural, [m^3/kg];
- PCI é o Poder Calorífico Inferior do Gás Natural, em [kJ/kg];
- HOp é o numero de horas operacionais do Sistema de Cogeração, em [h/ano];
- N.^o Motores, é o numero de motores existentes no Sistema de Cogeração (sem o de reserva);
- FC é o fator de carga do motor a gás;

3^o) Caso haja queima suplementar, a quantidade de gás natural queimada (m_{QS}) é dada por:

$$m_{QS} = VS_{QS} \cdot \Delta H \cdot PCI \cdot \rho_{GN} \cdot HOp \quad (4.39)$$

Finalmente, o Custo Operacional (CO) é dado por:

$$CO = (m_f + m_{QS}) \cdot C_{GN} \quad [\text{US\$/ano}] \quad (4.40)$$

Onde:

- C_{GN} é o custo de produção do Gás Natural, em [$\text{US\$/m}^3$];
- VS_{qs} é a quantidade extra de Vapor Superaquecido produzido, em [kg/h];
- ΔH é a energia necessária para elevar a pressão e temperatura da água da caldeira até as condições finais desejado para o Vapor Superaquecido, em [kJ/kg];

O cálculo do custo operacional para a turbina a gás é semelhante ao do motor a gás, lembrando apenas que existe uma turbina em operação e uma de reserva, enquanto que para motores a gás esse número pode chegar a cinco, sendo um de reserva.

O custo de Manutenção do Motor a Gás é calculado de acordo com um valor fixo que inclui os gastos com lubrificantes, mão-de-obra, e overhaull (em torno de 30000 horas). De acordo com os fabricantes dos Motores a Gás esse valor fica em torno de **5 US\$/MWh**. Para as Turbinas a Gás e a Vapor o custo de manutenção (**3 US\$/MWh**) é separado do custo de overhaull (**4 US\$/kW**). Para a Caldeira de Recuperação, o custo de manutenção foi estimado em **1 US\$/MWh**.

4.4.3- Método do Menor Custo Total (Método do Menor Valor Presente)

Segundo [4], o Custo Total de Investimento (CTI) é dado pelos Custos Diretos (CD), que inclui o Custo dos Equipamentos, C_{EQ} , (motores a gás, turbinas a gás, turbinas a vapor e caldeira de recuperação); Custos de Instalação (C_{INST}) dos equipamentos, Tubulação (C_{TUB}) e Instrumentação e Controle (C_{IC}); Custos Indiretos (C_{Ind}) e Outros Custos (OC).

Os custos considerados diretos são definidos como uma porcentagem do custo dos equipamentos, C_{EQ} , conforme a mostra as equações 9 a 11.

Por ser este um estudo preliminar, não se levou em conta os Custos Indiretos e Outros Custos, tais como trabalho estrutural, civil, custos de licença, etc. Não se discute também a origem do capital de investimento (e as diferentes formas de financiamento do capital), considerando-se que o investidor possuía o montante total necessário para instalar o Sistema de Cogeração.

$$CTI = CD + C_{ind} + OC \quad (4.41)$$

$$CD = C_{EQ} + C_{INST} + C_{TUB} + C_{IC} \quad (4.42)$$

$$C_{INST} = 33\% C_{EQ} \quad (4.43)$$

$$C_{TUB} = 35\% C_{EQ} \quad (4.44)$$

$$C_{IC} = 12\% C_{EQ} \quad (4.45)$$

Finalmente,

$$CTI = 1,8 \times C_{EQ} \quad (4.46)$$

Onde, C_{EQ} nada mais é que o Custo Inicial dos equipamentos.

O objetivo da análise econômica consiste em trazer para o Ano Zero, todos os custos anuais de operação e manutenção com base numa Taxa de Retorno (12%aa) e num período de vida útil de projeto, geralmente 20 anos.

Foi utilizado o Método do Menor Custo (MMC) para se escolher o Sistema de Cogeração economicamente viável. A Equação (4.47) define esse método:

$$MMC = \sum_{k=1}^n \frac{F_k}{(1+i)^n} \quad (4.47)$$

Onde:

MMC = Método do Menor Custo;

F_k = Fluxo de caixa no instante k;

i = Taxa de juros;

n = Vida útil do projeto;

Esse método tem como finalidade mostrar ao investidor qual das alternativas apresentadas (Sistemas de Cogeração), é o de menor custo total ao fim da vida útil. Como não há receitas, isto é, não há comercialização da energia produzida, o fluxo de caixa é sempre negativo, devido aos custos operacionais, de manutenção e de overhaull.

Através desse método escolhe-se as máquinas que vão operar em cada Sistema de Cogeração. Por ultimo compara-se os sistemas de cogeração e a alternativa mais econômica, a de menor custo total, é a selecionada.

5- CASOS DE ESTUDO

Como forma de verificar se o software desenvolvido fornece resultados confiáveis, foram tomados como exemplo duas unidades de produção de petróleo em operação: a plataforma Semi-Submersível P – 40 e a FPSO P – 37.

5.1- Plataforma Semi-Submersível P-40

A cogeração em plataformas offshore, notadamente em FPSO's e plataformas Semi-Submersíveis, difere da cogeração em Terra basicamente pelas condições operacionais do sistema, isto é, pela diferença no perfil da demanda elétrica e térmica e, pela necessidade de se produzir a própria energia elétrica (em instalações terrestres há a possibilidade de se comprar energia elétrica da concessionária).

Para que se entenda o perfil da demanda elétrica e térmica em plataformas, é preciso entender o funcionamento de uma Planta de Processo, onde a maioria das produções térmica e elétrica é consumida.

A seguir, apresenta-se, de uma forma resumida, o funcionamento de uma Planta de Processo e como são utilizadas as energias térmicas e elétricas de forma a se obter o perfil da demanda.

Planta de Processo da P-40

Para que a análise seja realista, usa-se como exemplo a Planta de Processo da P-40, plataforma semi-submersível convertida para operar como (Floating Production Unit), em área restrita, no campo de Marlim Sul na Bacia de Campos, Rio de Janeiro.

A plataforma semi-submersível P-40, será ligada a 20 poços produtores (7 reservas), e dispõe de capacidade de processamento para **150.000 BPD** de óleo, injeção de 35.000 m³/dia de água em 16 poços (5 reservas) e compressão de 6,0 milhões de Nm³/d de gás. A Figura 13 mostra uma vista lateral da Planta de Processo da P – 40.



Figura 13: Vista Lateral da Planta de Processo da P – 40

A produção de óleo será escoada por dois dutos rígidos com extensão de 5,7 km até o FSO P-38, importará gás por dois gasodutos da P-26 e da UEP-2, e exportará o gás produzido por um gasoduto com extensão de 42 km até a plataforma P-NA1.

Do total de 6,0 milhões de Nm^3/d de gás comprimidos na plataforma, 2,0 milhões de Nm^3/d (20°C e 1 atm) são reservados para injeção de gás lift, parte consumido como gás combustível e o restante é exportado para a PNA-1 através de um gasoduto.

O sistema de gás combustível da P-40 exporta gás combustível para a P-38 através de um duto submarino.

Processamento e Tratamento de Óleo

O tratamento do óleo é feito em dois trens em paralelo. A separação das três fases (óleo/água/gás) é facilitada pelo aumento da sua temperatura e, para tal, utiliza-se o calor residual do óleo e da água produzida.

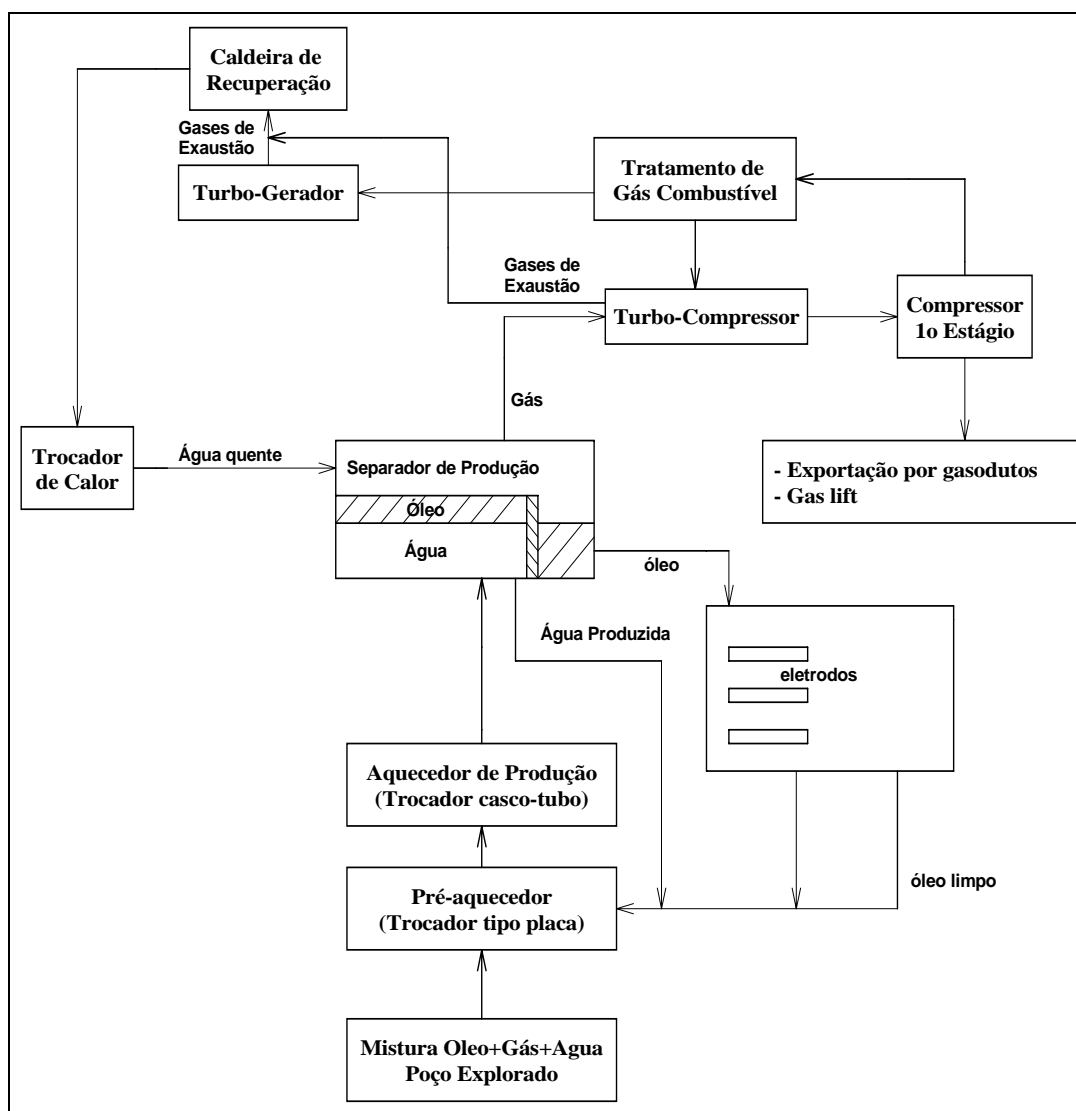


Figura 14: Fluxograma de uma Parte da Planta de Processo da P – 40

Inicialmente a carga é enviada aos pré-aquecedores óleo/água, onde todo o calor contido na água produzida é recuperado, porque a água não pode ser despejada no mar a uma temperatura superior a 40 °C.

Após a passagem num pré-aquecedor óleo/óleo, a carga é finalmente enviada a um pré-aquecedor onde é aquecida com água quente (AQ) até a temperatura de 90 °C. A mistura oriunda dos poços é separada nas suas fases constituintes no Separador de Produção. Após outros tratamentos, o óleo é finalmente bombeado para a FSO P-38.

O gás natural (GN) separado do óleo é comprimido e desidratado para poder ser exportado. A água produzida também será tratada a fim de eliminar o óleo arrastado e poder ser despejada no mar.

Parte do sistema operacional do processo e tratamento do óleo está representado no fluxograma na Figura 14.

Sistema de Gás Natural

O gás natural, além do interesse comercial para a venda é, também, utilizado na plataforma principalmente como Gás Combustível (GC) e Gás Lift, sendo o excedente exportado. No processo de movimentação e tratamento do gás, os seguintes sistemas chamam a atenção:

1. Sistema de Compressão: o fluxo de gás é destinado ao sistema principal de compressão, constituído de três compressores centrífugos de três estágios, acionados por turbinas a gás;
2. Sistema de Gás Combustível: uma fração do fluxo de gás comprimido é submetido a um condicionamento visando especificá-lo de acordo com os requisitos de combustíveis. Está prevista também a alimentação do sistema de GC a partir do gasoduto. Esta alternativa é utilizada em caso de ausência de compressão de gás, por exemplo, na partida da plataforma; O sistema de GC está subdividido em:
 - ⇒ Gás Combustível de Alta Pressão, condicionado a 40 barg, e tendo como principais consumidores as turbomáquinas;
 - ⇒ Gás Combustível de Baixa Pressão, condicionado a 2.5 barg, e tendo como principais consumidores a fornalha, piloto da tocha, torre desaeradora;
3. Sistema de Exportação de Gás Combustível: a P-40 exporta gás combustível para a P-38 através de um duto submarino;

Sistema de Água Quente

O sistema de água de aquecimento (água quente - AQ) tem como objetivo transferir energia térmica às correntes de processo da plataforma, usando principalmente o calor disponível nas turbinas a gás e nos turbo-compressores.

A carga, mistura de óleo, gás e água, vem dos poços via tubos flexíveis que estão imersos a grande profundidade, e chega na plataforma à temperatura de 10 a 40 °C. Nesta faixa de temperatura, o óleo está muito viscoso e a separação da água fica comprometida. Para facilitar a separação da água do óleo, a mistura óleo/água/gás deve ser aquecida, e a temperatura alvo é 90 °C.

Para atender à necessidade de aquecimento do óleo e do GC é que a plataforma foi provida do sistema de água de aquecimento, o qual basicamente consta de um circuito fechado de água quimicamente estabilizada, circulando entre aquecedores e permutadores.

Finalmente, existem outros consumidores eventuais (serpentinhas) ou secundários (água quente para alojamentos) que são contemplados no balanço. Os equipamentos principais que compõem o Sistema são:

- Vaso de Expansão de Água Quente;
- Pote de Injeção de Água Quente;
- Bomba de Recirculação de Água quente;
- Bomba de Reposição de Água quente;
- Forno de Água;
- Recuperador de Calor da Turbina a Gás (TG);
- Recuperador de Calor do Turbo-Compressor (TC);

O aquecimento de água foi projetado para usar-se preferencialmente os Recuperadores de Calor (RC) ou Caldeiras de Recuperação (CR). A disponibilidade de energia térmica, por sua vez, está ligada ao número de turbomáquinas em operação e fator de carga de cada máquina. A capacidade nominal dos RC é de **25.1 MW (TG)** e **16.4 MW (TC)** cada, donde se conclui que nos anos de produção elevada de óleo na plataforma e com **1 TG + 2 TC** operando em plena carga, a disponibilidade térmica é da ordem de **57 MW**, maior do que a **demandada de cerca de 40 MW**.



Figura 15: Bomba de Injeção de Água no Poço, um Grande Consumidor Elétrico

Por outro lado, existe a previsão da situação onde somente **1 TG + 1 TC** estão em operação, e com a plataforma com carga elevada de água produzida (que é retirada do poço junto com o óleo e o gás): anos finais de operação. Nesta situação, existe um déficit de energia térmica na ordem de **15 MW** que deve ser suprido pela Forno. A Figura 15 mostra uma das bombas de injeção de água no poço. São seis (6) bombas de 650 kW cada.

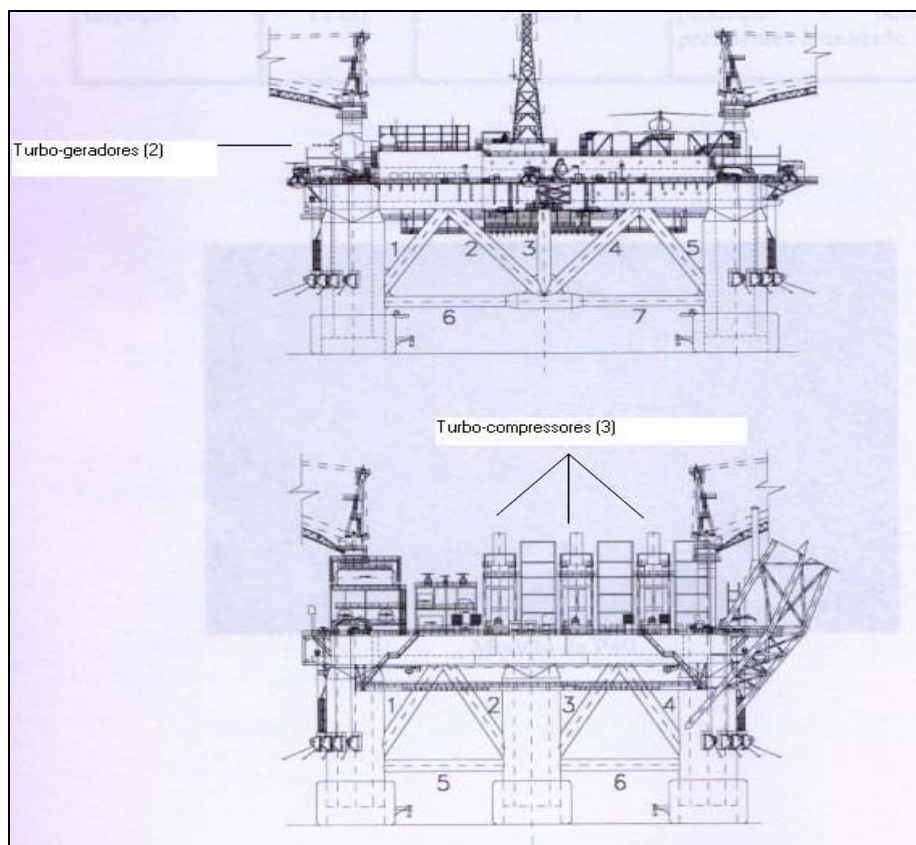


Figura 16: Posicionamento das TG's e TC's da P-40

Diante da escassez de informações de consumos térmicos e elétricos da plataforma (muitos dados são sigilosos), efetuou-se um levantamento item a item das potências dos principais consumidores a bordo, adotando as condições básicas de carregamento (loading) e descarregamento (off-loading), chegando-se às seguintes características principais:

Tabela 13: Tabela com os Dados do Caso em Estudo

Dados Operacionais	Simulação
Demanda elétrica máxima	20000 KW
Demanda elétrica média	17.000 KW
Demanda Térmica máxima	41.300 KW
Potência Instalada dos Turbo-Compressores	(1+2) x 14.200KW
Fator de Carga dos Turbo-Compressores	90%
Regime de operação	Contínuo
Pressão	1 atm
Temperatura	42 °C
Umidade relativa	70 %
Vida útil	20 anos
Taxa de juros	12 % a.a.
Custo combustível	0,06 US\$/m ³

Observa-se desde já que 41,3 MW térmicos devem ser necessários quando a plataforma opera em sua capacidade máxima, isto é, 150.000 bpd, pois o aumento da produção implica em maior vazão da mistura óleo+água+gás e, conseqüentemente, maior necessidade de calor para o processo de separação. Considera-se que todo o calor é suprido pelas caldeiras de recuperação situadas nas saídas dos geradores e turbo-compressores da plataforma. A disposição, a bordo, dos turbo-geradores e turbo-compressores podem ser vistos na Figura 16.

A tela de entrada de dados do Software, mostrada na Figura 17, apresenta os dados operacionais da plataforma, os dados das condições ambientais, os dados econômicos e alguns outros dados. Essas informações são suficientes para que se comece a analisar os diferentes cenários de cogeração aplicáveis.

NovoSistema.vi

File Edit Operate Project Windows Help

Cogeração em Plataformas Offshore

Entrada de Dados

Condições Ambientais			Econômicos		Outros		
Pressão	Temperatura	Umidade Relativa	Vida Útil do Projeto (anos)	Taxa de Juros (%aa)	PCI Gás Natural Combustível (kJ/kg)	Regime de Operação (h/ano)	Custo Gás Natural (US\$/m3)
1,03 bar	308,15 K	70,0 %	20	12,0	43890	8760	0,06

Demandas (MW)			Trocador de Calor		Turbo Compressores			Vapor na CR		
Elétrica Máxima	Elétrica Média	Térmica Máxima	Temp. Entrada Água (C)	Temp. Saída Água (C)	Potência Instalada (MW)	Número de Máquinas	Fator de Carga (%)	Pressão de Trabalho - TV (kgf/cm2)	Temp. Entrada Água (C)	Pressão de Trabalho - TC (kgf/cm2)
20,0	17,0	41,3	85	180	14,2	2	90,0	21	85	12

Ciclos Possíveis - Escolha Um

Fator Alfa = 0,48

Figura 17: Tela com os Dados de Entrada

5.1.1- Cenários Possíveis

Cenário TG + CR

Na parte inferior esquerda de tela (“Ciclos Possíveis – Escolha Um”) observa-se que os ciclos correspondentes ao Motor a Gás e à Turbina a Gás estão habilitados. Estes são os cenários possíveis para a dada condição de entrada.

Fazendo a análise técnica e econômica do Ciclo com Turbina a Gás os seguintes resultados foram encontrados, conforme mostra a Tabela 14.

Tabela 14: Cenário com Turbo Geradores + Caldeira de Recuperação

Cenário 1: Turbo Geradores + Caldeira de Recuperação	
Fabricante Turbina	GE
Modelo	LM2500
Potência Máxima por Máquina	21.422 KW
Fator de carga	79,36 %
Eficiência Operacional	29,3 %
<u>Caldeira Recuperação</u>	
Produção de Vapor Superaquecido para geração de água quente	121.417 kg/h
Sobra de Vapor Superaquecido	23.103 kW
Custo total estimado ao fim do 1º ano	22.582.916,00 US\$
NPV ao final da vida útil	53.700.000,00 US\$

A Figura 18 mostra o resultado do programa contendo o cenário proposto para o sistema de cogeração. Os valores de custos apresentados são da turbina a gás.

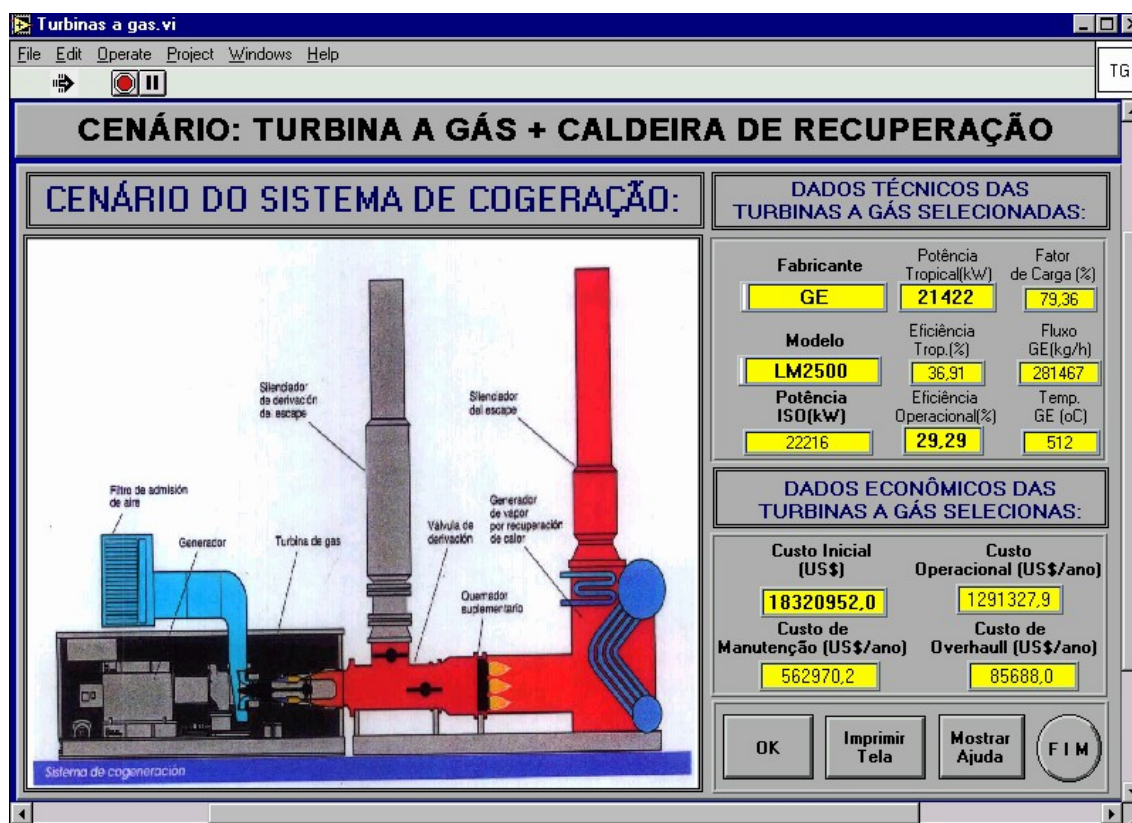


Figura 18: Tela do Software Cogeração: Cenário TG + CR

A Figura 19 mostra a caldeira de recuperação selecionada para compor o ciclo de cogeração. Apresenta ainda os custos da caldeira de recuperação e se há sobra ou déficit de energia no atendimento da demanda térmica.

Caldeira de Recuperação.vi

File Edit Operate Project Windows Help

CR15 Vapor

TIPO DE CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:



DADOS DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO SELECIONADO

Cap. Prod. Vapor nas CR's Seleccionadas (kg/h)	Vapor Superaquecido Necessário (kg/h)
90000	80486
Produção Total de Água Quente (kg/h)	Vapor Superaquecido Disponível (kg/h)
419892	121417
Desperdício de Energia (kW)	Vapor Superaquecido - Queima Suplementar (kg/h)
23103	0

DADOS ECONÔMICOS DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:

Custo Inicial(US\$)	Consumo Comb.(m3/h)	Custo Operacional e Manutenção (US\$/ano)
1960190,0	0,00	361788,0

OK Imprimir Tela Mostrar Ajuda Refrigeração por Absorção

Figura 19: Detalhamento da CR: Cenário TG + CR

Análise Econômica_TG.vi

File Edit Operate Project Windows Help

An.Ec TG

DADOS ECONÔMICOS DO CENÁRIO SELECIONADO

DADOS DO PROJETO:

Vida Útil do Projeto (anos)	Taxa de Juros Anual (%)
20	12,0

DADOS DE CUSTOS:

Custo Inicial Total (US\$)	Custo Operacional Total (US\$/ano)
20281142,0	1291327,9
Custo Overhaul Total(US\$/ano)	Custo Manutenção Total(US\$/ano)
85688,0	924758,2
Custo Total ao Final do Primeiro ano (US\$):	
22582916,0	

VALOR PRESENTE TOTAL DO CENÁRIO SELECIONADO (CONSIDERANDO OS EQUIPAMENTOS MAIS EFICIENTES):

NPV - Valor Presente (milhares US\$)

53700,0

OK Imprimir Tela Ver Detalhes FIM

Figura 20: Resultado da Análise Econômica: Cenário TG + CR

A Figura 20 mostra a análise econômica do ciclo de cogeração com turbinas a gás e, permite ainda, ao usuário escolher outras configurações para o Sistema de Cogeração (através da escolha de outras turbinas a gás). A Figura 21 apresenta as outras soluções, inclusive, a de menor custo total.

Eventualmente, a melhor solução do ponto de vista técnico pode não ser, muitas vezes, a de menor custo total. Há casos, por exemplo, onde uma pequena diferença de 100 kW entre duas turbinas pode representar uma grande diferença no custo inicial. Entretanto, essas duas máquinas muito provavelmente não apresentarão grandes diferenças de eficiências e, conseqüentemente, de custo operacional. Neste caso, a opção técnica não coincide com a melhor solução econômica.

O próprio caso de estudo aponta como melhor solução técnica a turbina LM 2500 (NPV = 53,7 milhões de dólares), contudo a melhor solução econômica seria a turbina FT4C-3F (NPV = 44,17 milhões de dólares). A diferença de 9,5 milhões de dólares nos NPV's pode ser explicada pela diferença no custo inicial das turbinas (cada turbina FT4C-3F custa 5,7 milhões de dólares enquanto que a LM 2500 custa 9,5 milhões de dólares) e nos outros custos que são uma porcentagem do custo inicial. A diferença no custo de instalação das duas turbinas chega a 13,68 milhões de dólares que vai diminuindo devido ao menor custo operacional da turbina LM 2500.

MELHORES SOLUÇÕES ECONÔMICAS

Fabricante 1	Potência ISO (kW) 1	Potência Tropical (kW) 1	NPV - (TG + CR) (milhares US\$) 1
TP&M	29810	28744	44169.0
Modelo 1	Fator de Carga (%) 1	Eficiência Operacional (%) 1	Eficiência Tropical (%) 1
FT4C-3F	59,14	18,88	31,92

Fabricante 2	Potência ISO (kW) 2	Potência Tropical (kW) 2	NPV - (TG + CR) (milhares US\$) 2
GE	26785	25827	50461.0
Modelo 2	Fator de Carga (%) 2	Eficiência Operacional (%) 2	Eficiência Tropical (%) 2
5371PA	65,82	19,48	29,59

Fabricante 3	Potência ISO (kW) 3	Potência Tropical (kW) 3	NPV - (TG + CR) (milhares US\$) 3
GE	28337	27324	51536.0
Modelo 3	Fator de Carga (%) 3	Eficiência Operacional (%) 3	Eficiência Tropical (%) 3
M5382C	62,22	18,51	29,75

OUTRAS SOLUÇÕES TÉCNICAS

Fabricante 2	Potência ISO (kW) 2	Potência Tropical (kW) 2	NPV (TG + CR) (milhares US\$) 2
ABB	21800	21020	54609.0
Modelo 2	Eficiência Tropical (%) 2	Fator de Carga (%) 2	Eficiência Operacional (%) 2
GT10	33,36	80,87	26,98

Fabricante 3	Potência ISO (kW) 3	Potência Tropical (kW) 3	NPV (TG + CR) (milhares US\$) 3
TP&M	25600	24685	59282.0
Modelo 3	Eficiência Tropical (%) 3	Fator de Carga (%) 3	Eficiência Operacional (%) 3
FT8	39,11	68,87	26,94

OK Imprimir Tela Mostrar Ajuda FIM

Figura 21: Tela Apresentando Outras Soluções que Atendem às Demandas Elétricas e Térmicas

Cenário MG + CR

O outro cenário possível é o Ciclo com Motor a Gás. Esse cenário, que é composto por motores a gás e caldeiras de recuperação, pode atender a uma demanda máxima de 23.000 kW, usando-se motores a gás classificados para uso em plataformas. Atualmente os motores disponíveis no mercado têm potência máxima de 5.820 KW e, diante de uma limitação de espaço / peso a bordo, um limite máximo de cinco motores (quatro em operação e um de reserva) pode ser considerado razoável.

A Tabela 15 apresenta um resumo dos resultados obtidos no Programa Cogeração Offshore.

A Figura 22 mostra a tela do aplicativo com a solução encontrada com o número de motores que vão compor o Sistema de Cogeração, além de apresentar os custos.

Tabela 15: Cenário com Moto Geradores + Caldeira de Recuperação

Cenário 2: Motores Geradores + Caldeira de Recuperação	
<u>Fabricante Motor</u>	<u>WARTSILA</u>
Modelo	32 DF
Potência Máxima por máquina	5.820 KW
Nº de motores necessários	5
Fator de Carga	73 %
Eficiência Operacional	30,7 %
<u>Fabricante caldeira recuperação</u>	
Produção de Vapor Superaquecido para geração de água quente	83.280 kg/h
Sobra de Vapor Superaquecido	2.794 kg/h
Custo total estimado ao fim do 1º ano	25.955.137,00 US\$
NPV ao final da vida útil	59.022.000,00 US\$

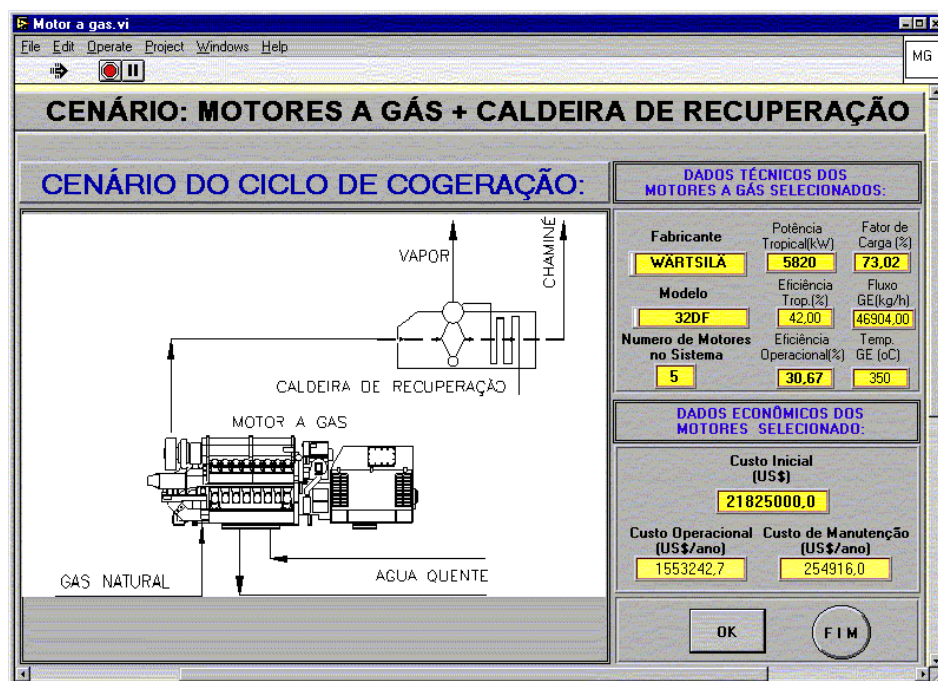


Figura 22: Tela do Software Cogeração: Cenário MG + CR

Para completar o Sistema de Cogeração foram selecionadas as caldeiras de recuperação responsáveis pela produção de vapor superaquecido. A Figura 23 mostra as principais características delas assim os dados de custos. Pode-se observar, diferentemente do cenário TG + CR, que é preciso queima suplementar de gás natural para que se consiga atender à demanda térmica.



Figura 23: Tela Apresentado os Dados das Caldeiras de Recuperação Seleccionadas

A análise econômica realizada para este ciclo de cogeração pode ser vista na Figura 24. Pode ser notada a diferença no Custo Total entre o Sistema de Cogeração

com Motor a Gás e o com Turbina a Gás. O fato de haver queima suplementar penaliza economicamente a opção de instalação com motor a gás, mesmo com o fornecimento de calor por parte dos turbo-compressores.

Figura 24: Tela com a Análise Econômica para o Ciclo com Motor a Gás

5.1.2- Análise dos Resultados

Seria possível tanto a utilização de motores quanto de turbinas a gás. Observa-se que o cenário com turbinas a gás e caldeira de recuperação seria a de menor custo total, o que é um indicativo para a seleção deste Sistema de Cogeração. Contudo, deve-se complementar a seleção atendendo-se a critérios adicionais e específicos de cada plataforma;

No cenário com Turbina a Gás, verifica-se que existe uma “sobra de energia térmica”, por isso as seguintes alterações poderiam ser interessantes:

- ✓ Uso de sistema de refrigeração por absorção, o que faria com que os itens de refrigeração não fossem mais considerados como elétricos e sim como térmicos;
- ✓ Resfriamento da temperatura de entrada das turbinas (T_1), aumentando, desta forma, a eficiência térmica da máquina e, conseqüentemente, a eficiência global do sistema;

Tendo em vista que o cenário TG + CR apresentou sobras de energia térmica, considerou-se a possibilidade de aproveitamento deste excesso de calor para produção de frio. Conforme foi verificado, a demanda por frio representa cerca de 1500 kW da demanda elétrica da Plataforma. Entretanto, a Figura 25 mostra que mesmo usando o Ciclo de Refrigeração por Absorção não se atenderia a toda a demanda de frio: haveria

um déficit de 434,4 kW. A análise econômica realizada não levou em conta o ciclo de absorção.

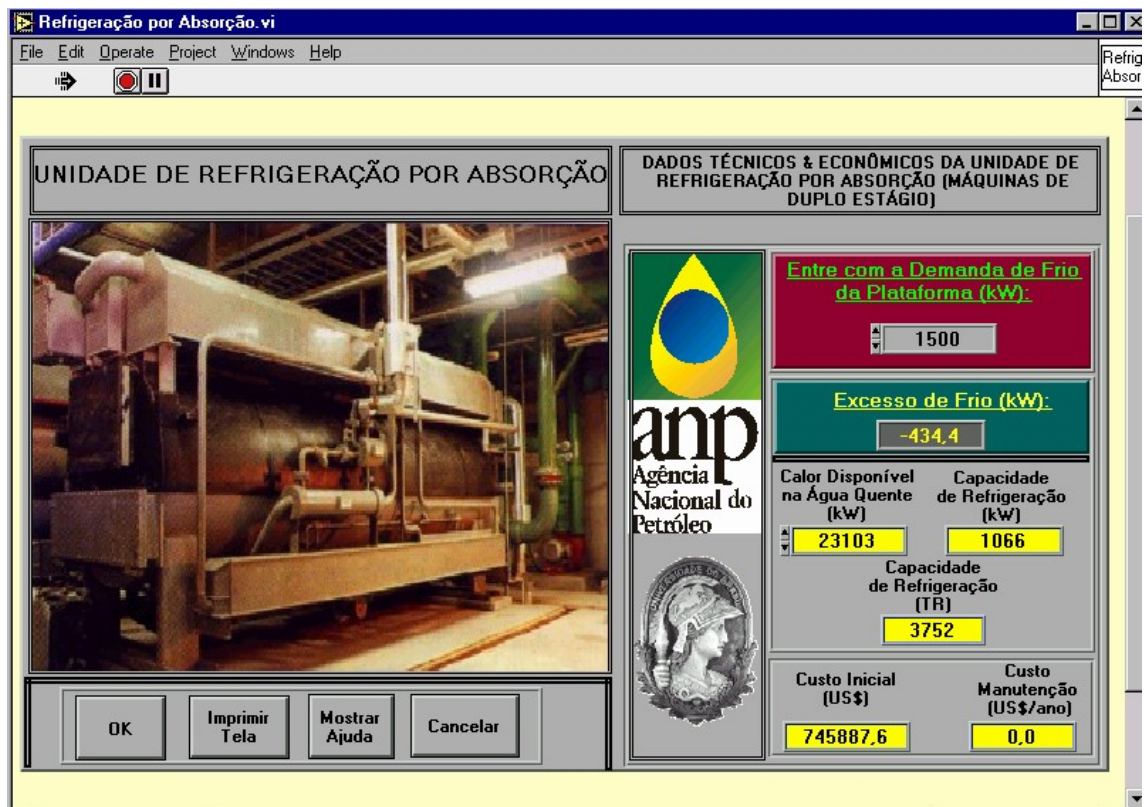


Figura 25: Tela do Software Cogeração: Cenário TG + CR + Ciclo de Absorção

A Plataforma P-40 opera com 2 Turbo-Geradores de 20 MW cada. A solução recomendada para esta Plataforma pelo Software Cogeração foi de 2 turbinas de 21,4 MW, revelando que as hipóteses adotadas foram coerentes e próximas ao caso real.

5.2- FPSO P – 37

Este caso de estudo consiste num navio FPSO com produção média de 150.000 barris por dia. Da mesma forma que o caso anterior, encontrou-se dificuldades para fazer o balanço elétrico e térmico diante da escassez de informações de consumos térmicos e elétricos. Mesmo assim efetuou-se um levantamento item a item das potências dos principais consumidores a bordo disponíveis, adotando as condições básicas de carregamento (loading) e descarregamento (off-loading).



Figura 26: Foto do FPSO P – 37

A Figura 26 mostra uma vista geral do FPSO. Pode ser visto a Planta de Processo e os três turbo-compressores.

Após o balanço térmico e elétrico, chegou-se às características principais do FPSO apresentadas na Tabela 16. Da mesma forma que foi comentado anteriormente, os 35 MW térmicos devem ser necessários quando a plataforma opera em sua capacidade máxima, isto é, 150.000 bpd, pois o aumento da produção implica em maior vazão da mistura óleo+água+gás e, conseqüentemente, maior necessidade de calor para o processo de separação. Considera-se também que é usado o calor suprido pelas caldeiras de recuperação situadas nas saídas dos turbo-compressores do FPSO.

Tabela 16: Tabela com os Dados do Caso em Estudo

Características Operacionais	Simulação
Demanda elétrica máxima	18.000 KW
Demanda elétrica média	17.000 KW
Demanda Térmica máxima	35.000 KW
Número e Potência (Turbo-Compressores)	1+2 x 14.200KW
Fator de Carga (Turbo-Compressores)	90%
Regime de operação	Contínuo
Pressão	1 atm
Temperatura	25 °C
Umidade relativa	70 %
Vida útil	20 anos
Taxa de juro	12 % a.a.
Custo combustível	0,06 US\$/m ³

5.2.1- Cenários Possíveis

Para atender às necessidades elétricas e térmicas também duas (2) alternativas / cenários foram apresentadas / propostos para a simulação: Ciclo de Cogeração com Motor a Gás e Ciclo de Cogeração com Turbinas a Gás.

Para atender a uma demanda máxima de 18 MW, usando-se o ciclo com motores a gás, chegou-se ao resultado final apresentado na Tabela 17.

Tabela 17: Cenário com Motores Geradores + Caldeira de Recuperação

Cenário 1: Motores Geradores + Caldeira de Recuperação	
Fabricante Motor	WARTSILA
Modelo	32 DF
Potência Máxima por máquina	5.820 KW
Nº de motores necessários	5
Fator de Carga	73,02 %
Eficiência Operacional	30,67 %
<u>Fabricante caldeira recuperação</u>	
Produção de Vapor Superaquecido para Geração de Água Quente	68.209 kg/h
Sobra de Vapor Superaquecido	0 kW
Custo total estimado ao fim do 1º ano	25.861.625,00 US\$
NPV ao final da vida útil	59.566.000,00 US\$

A Figura 26 mostra as características dos motores a gás selecionados para operar no Sistema de Cogeração.

CENÁRIO: MOTORES A GÁS + CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

CENÁRIO DO CICLO DE COGERAÇÃO:

VAPOR

CHAMINÉ

CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

MOTOR A GÁS

GÁS NATURAL

ÁGUA QUENTE

DADOS TÉCNICOS DOS MOTORES A GÁS SELECIONADOS:		
Fabricante	Potência Tropical(kW)	Fator de Carga (%)
WÄRTSILÄ	5820	73.02
Modelo	Eficiência Trop.(%)	Fluxo GE(kg/h)
32DF	42.00	46904.00
Numero de Motores no Sistema	Eficiência Operacional(%)	Temp. GE (oC)
5	30.67	350

DADOS ECONÔMICOS DOS MOTORES SELECIONADO:		
		Custo Inicial (US\$)
		21825000.0
Custo Operacional (US\$/ano)	Custo de Manutenção (US\$/ano)	
1553242.7	254916.0	

OK
Imprimir Tela
Mostrar Ajuda
FIM

Figura 27: Tela do Software Cogeração: Cenário MG + CR

A Figura 28 apresenta os dados das caldeiras de recuperação selecionadas.

Caldeira de Recuperação.vi
CR15 Vapor

TIPO DE CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:

DADOS DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO SELECIONADO	
Cap. Prod. Vapor nas CR's Seleccionadas (kg/h)	Vapor Superaquecido Necessário (kg/h)
70000	68209
Produção Total de Água Quente (kg/h)	Vapor Superaquecido Disponível (kg/h)
355841	57354
Desperdício de Energia (kW)	Vapor Superaquecido - Queima Suplementar (kg/h)
0	10855

DADOS ECONÔMICOS DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:		
Custo Inicial(US\$)	Consumo Comb.(m3/h)	Custo Operacional e Manutenção (US\$/ano)
1741060.0	344.00	487406.0

OK
Imprimir Tela
Mostrar Ajuda
Refrigeração por Absorção

Figura 28: Tela apresentando os Dados das Caldeiras de Recuperação Seleccionadas

A Figura 29 mostra a análise econômica realizada.

Figura 29: Tela Apresentando os Resultados da análise Econômica

Os resultados obtidos com a análise econômica do Ciclo com Turbinas a Gás estão resumidos na Tabela 18.

Tabela 18: Cenário com Turbo Geradores + Caldeira de Recuperação

Cenário 2: Turbo Geradores + Caldeira de Recuperação	
Fabricante Turbina	GE
Modelo	LM2500PH
Potência Máxima por Máquina	19.321 KW
Fator de carga	88,03 %
Eficiência Operacional	32, 26 %
<u>Caldeira Recuperação</u>	
Produção de Vapor Superaquecido para Geração de Água Quente	68.209 kg/h
Sobra de Vapor Superaquecido	25.688 kW
Custo total estimado ao fim do 1º ano	24.126.962,00 US\$
NPV ao final da vida útil	55.855.000,00 US\$

A seguir serão apresentadas as telas de saída do software. A Figura 30 mostra a turbina a gás selecionada, juntamente com os dados dos custos.

CENÁRIO: TURBINA A GÁS + CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

CENÁRIO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO:

DADOS TÉCNICOS DAS TURBINAS A GÁS SELECIONADAS:

Fabricante	Potência Tropical(kW)	Fator de Carga (%)
GE	19312	88,03
Modelo	Eficiência Trop.(%)	Fluxo GE(kg/h)
LM2500PH	36,65	255075
Potência ISO(kW)	Eficiência Operacional(%)	Temp. GE (oC)
19700	32,26	506

DADOS ECONÔMICOS DAS TURBINAS A GÁS SELECIONADAS:

Custo Inicial (US\$)	Custo Operacional (US\$/ano)
20194174,0	1300360,5
Custo de Manutenção (US\$/ano)	Custo de Overhaul (US\$/ano)
507519,4	77248,0

OK Imprimir Tela Mostrar Ajuda FIM

Figura 30: Tela do Software Cogeração: Cenário TG + CR

Caldeira de Recuperação.vi

File Edit Operate Project Windows Help

CR15 Vapor

TIPO DE CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:

DADOS DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO SELECIONADO

Cap. Prod. Vapor nas CR's Seleccionadas (kg/h)	70000	Cap. Prod. Vapor Superaquecido Necessário (kg/h)	68209
Produção Total de Água Quente (kg/h)	355841	Vapor Superaquecido Disponível (kg/h)	113719
Desperdício de Energia (kW)	25688	Vapor Superaquecido - Queima Suplementar (kg/h)	0

DADOS ECONÔMICOS DA CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO:

Custo Inicial(US\$)	Consumo Comb.(m3/h)	Custo Operacional e Manutenção (US\$/ano)
1741060,0	0,00	306600,0

OK Imprimir Tela Mostrar Ajuda Refrigeração por Absorção

Figura 31: Tela apresentando os Dados das Caldeiras de Recuperação Seleccionadas

A Figura 32 mostra os resultados da análise econômica para este ciclo de cogeração.

Análise Econômica_TG.vi

File Edit Operate Project Windows Help

DADOS ECONÔMICOS DO CENÁRIO SELECIONADO

DADOS DO PROJETO:

Vida Útil do Projeto (anos)	Taxa de Juros Anual (%)
20	12,0

DADOS DE CUSTOS:

Custo Inicial Total (US\$)	Custo Operacional Total (US\$/ano)
21935234,0	1300360,5
Custo Overhaul Total (US\$/ano)	Custo Manutenção Total (US\$/ano)
77248,0	814119,4
Custo Total ao Final do Primeiro ano (US\$):	
24126962,0	

VALOR PRESENTE TOTAL DO CENÁRIO SELECIONADO (CONSIDERANDO OS EQUIPAMENTOS MAIS EFICIENTES):

NPV - Valor Presente (milhares US\$)

55855,0

OK Imprimir Tela Ver Detalhes FIM

Figura 32: Tela Apresentando os Resultados da análise Econômica

5.2.2- Análise dos Resultados

Seria possível tanto a utilização de motores quanto de turbinas a gás. Observa-se que o cenário com turbinas a gás e caldeira de recuperação apresentado não seria a de menor custo total, mas é a que apresenta o melhor desempenho técnico. A Figura 33 mostra outras soluções, inclusive a de menor custo total (que é um indicativo para a seleção deste Sistema de Cogeração). Deve-se complementar a seleção atendendo-se a critérios adicionais e específicos de cada plataforma: espaço/peso, nível de ruído e vibração, nível de emissões, entre outros.

Custo Minimo_TG.vi

File Edit Operate Project Windows Help

MELHORES SOLUÇÕES ECONÔMICAS

Fabricante 1	Potência ISO (kW) 1	Potência Tropical (kW) 1	NPV - (TG + CR) (milhares US\$) 1
GE	20260	19860	42984,0
Modelo 1	Fator de Carga (%) 1	Eficiência Operacional (%) 1	Eficiência Tropical (%) 1
527IRA	85,60	23,60	27,57

Fabricante 2	Potência ISO (kW) 2	Potência Tropical (kW) 2	NPV - (TG + CR) (milhares US\$) 2
TP&M	29810	29222	43768,0
Modelo 2	Fator de Carga (%) 2	Eficiência Operacional (%) 2	Eficiência Tropical (%) 2
FT4C-3F	58,18	18,88	32,45

Fabricante 3	Potência ISO (kW) 3	Potência Tropical (kW) 3	NPV - (TG + CR) (milhares US\$) 3
GE	26785	26257	50153,0
Modelo 3	Fator de Carga (%) 3	Eficiência Operacional (%) 3	Eficiência Tropical (%) 3
5371PA	64,75	19,48	30,09

OUTRAS SOLUÇÕES TÉCNICAS

Fabricante 2	Potência ISO (kW) 2	Potência Tropical (kW) 2	NPV (TG + CR) (milhares US\$) 2
GE	22216	21778	53501,0
Modelo 2	Eficiência Tropical (%) 2	Fator de Carga (%) 2	Eficiência Operacional (%) 2
LM2500	37,53	78,06	29,29

Fabricante 3	Potência ISO (kW) 3	Potência Tropical (kW) 3	NPV (TG + CR) (milhares US\$) 3
ABB	21800	21370	54407,0
Modelo 3	Eficiência Tropical (%) 3	Fator de Carga (%) 3	Eficiência Operacional (%) 3
GT10	33,92	79,55	26,98

OK Imprimir Tela Mostrar Ajuda FIM

Figura 33: Outras soluções do ponto de vista Técnico e Econômico

6- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Para demandas elétricas superiores a aproximadamente 23 MW, os cenários com turbinas a gás tornam-se praticamente a única opção, já que seriam necessários vários motores para atender a esta demanda, o que levaria a problemas de peso e espaço para alocação dos mesmos na Plataforma.

De fato, verifica-se que a análise econômica aponta para o uso do Sistema de Cogeração com turbinas a gás, o que é uma tendência quando a potência elétrica passa a ser elevada. Como atualmente as unidades offshore estão entrando em operação com as demandas elétrica e térmica cada vez maiores (tanto para as plataformas semi-submersíveis quanto para FPSO's), e como a turbina oferece maior quantidade de calor nos gases de exaustão, com grande produção de potência elétrica com uma unidade, é uma máquina cada vez mais utilizada em instalações offshore. Não obstante, o uso de motores será interessante em alguns casos, sobretudo para faixas inferiores de potência.

Conclusões adicionais podem ser listadas:

1. A utilização de cogeração é indispensável em plataformas offshore pela necessidade de suprir-se as demandas elétricas e térmicas simultaneamente;
2. Um aplicativo para seleção de sistemas de cogeração de custo mínimo que satisfaz aos requisitos técnicos da plataforma torna-se uma solução útil para o projeto preliminar do sistema;
3. Deve-se complementar a seleção atendendo-se a critérios adicionais e específicos de cada plataforma;
4. Trabalhos futuros devem ser dirigidos pela complementação do estudo apresentado, incluindo-se a análise exergética do sistema;

7- BIBLIOGRAFIA

- [1] Andrade Costa, M.H., Balestieri, J.A.P., *Viabilidade de Sistemas de Cogeração em Indústria Química*; VII ENCIT, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, Novembro, **1998**;
- [2] Arriola, D.W.G., Oliveira Júnior, S.O., *Sistema Tetra Combinado de Cogeração. Avaliação Exergética e Termodinâmica*; VIII ENCIT, Rio Grande do Sul, RS, Brasil, Outubro, **2000**;
- [3] Bastos, W.N., Orlando, A.F., *Cogeração em Plantas Criogênicas de Separação de Ar*; VIII ENCIT, Rio Grande do Sul, RS, Brasil, Outubro, **2000**;
- [4] Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M. *Thermal Design and Optimization*; Ed. John Wiley & Sons, Inc, NY, 1996.
- [5] Berman, I.M., *Cogeneration, Combined Cycles and Synthetic Fuels*; an Overview” Power Engineering; **1983**, 87, N° 11.
- [6] Caterpillar, *Os Motores Caterpillar e a Indústria do Petróleo*; Workshop, **Agosto/1999**;
- [7] COGEN TURBO POWER. *9th Congress and Exposition on Gas Turbine in Cogeneration and Utility, Industrial and Independent Power Generator*. **1995** IGTI, Vienna.
- [8] Cohen, H. & Rogers, G.F., *Gas Turbine Theory*; Longmans, Green and Co, **1962**;
- [9] Ernst, M.A.B., Balestieri, J.A.P., *Influência da Variação da Carga no Rendimento de Equipamentos e Ciclos de Cogeração*; VIII ENCIT, Rio Grande do Sul, RS, Brasil, Outubro, **2000**;
- [10] Ganesan, V., *Internal Combustion Engines*; McGraw-Hill, Inc., **1984**;
- [11] Horlock, J.H. *Cogeneration – Combined Heat and Power (CHP)*; Ed. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1987.
- [12] Porter, R.W., Mastanaial, R. *Thermal Economic Analysis of Heat-matched Industrial Cogeneration Systems*; Applied Energy, **1982**, 7 , N° 2.
- [13] Silva, A.M., et al., *Um Modelo Computacional para Análise de Ciclos Combinados para Projetos de Sistemas de Cogeração*; VIII ENCIT, Rio Grande do Sul, RS, Brasil, Outubro, 2000;
- [14] Silveira, J.L., Walter, A.C.S and Luenga, C. A. *Cogeneration for Small Users: Case Studies for Brazilian Tertiary Sector*. **1995**, Proceedings of ASME.
- [15] Smith, B., Brall, D.F., *Evaluation of Capital-Expenditure appraisal techniques for combined heat and power projects*; Applied Energy, **1993**, 45.
- [16] Taylor, C.F., *Análise dos Motores de Combustão Interna*; Edgar Blücher Ltda, **1971**;
- [17] Teixeira, M.S., Oliveira Júnior, S., *Avaliação Termoeconômica de Sistemas de Cogeração de Central de Utilidades de Indústria*; VII ENCIT, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, Novembro, **1998**;